

**Mittheilungen
aus dem
maschinen-la...
der
hochschule**

Königliche
Technische
Hochschule zu ...

Transferred to Engin. Library

Sci 1485.157



Harvard College Library

BOUGHT WITH INCOME

FROM THE BEQUEST OF

HENRY LILLIE PIERCE

OF BOSTON

Under a vote of the President and Fellows,
October 21, 1896

SCIENCE CENTER LIBRARY



NEUERE WÄRMEKRAFTMASCHINEN

VERSUCHE UND ERFAHRUNGEN

MIT

GASMASCHINEN, DAMPFMASCHINEN, DAMPFTURBINEN etc.

NEUERE WÄRMEKRAFTMASCHINEN

VERSUCHE UND ERFAHRUNGEN

MIT

GASMASCHINEN, DAMPFMASCHINEN, DAMPFTURBINEN etc.

VON

E. JOSSE

PROFESSOR UND VORSTEHER

DES MASCHINEN-LABORATORIUMS DER KÖNIGL. TECHN. HOCHSCHULE ZU BERLIN.

MIT 87 TEXTABBILDUNGEN UND 1 TAFEL.

(ZUGLEICH HEFT 4 DER MITTEILUNGEN AUS DEM MASCHINEN-LABORATORIUM DER KÖNIGL. TECHNISCHEN
HOCHSCHULE ZU BERLIN.)



MÜNCHEN UND BERLIN.

DRUCK UND VERLAG VON R. OLDENBOURG.

1905.

52 1485.151



George F. ...
(II)

155 53
502
11

JUN 20 1917
TRANSFERRED TO
MASVERN COLLEGE LIBRARY

VORWORT.

Die nachstehend mitgeteilten Berichte über neuere Versuche und Erfahrungen mit Gasmaschinen, Dampfmaschinen, Dampfturbinen etc. ergänzen einen von mir im Berl. Bez.-Ver. Deutscher Ingenieure im vergangenen Jahr gehaltenen Festvortrag über die gegenwärtige Entwicklung der Wärmekraftmaschinen, der hier an erster Stelle in völlig umgearbeiteter und wesentlich erweiterter Form veröffentlicht wird.

Die mitgeteilten Untersuchungen sind aus den von mir in den letzten Jahren im Maschinenlaboratorium der Technischen Hochschule zu Berlin oder in der Praxis ausgeführten Forschungsarbeiten entnommen, die Betriebserfahrungen sind teils im Betrieb des mit dem Maschinenlaboratorium verbundenen Kraftwerks der Hochschule, teils in anderen nach meinen Entwürfen erbauten Gas- und Dampfkraftwerken gewonnen.

Wenn die Aufgabe der Maschinenlaboratorien in erster Linie auch die Ausbildung der Studierenden ist, so erwartet man, und zwar mit Recht, von diesen Instituten mit ihren vielseitigen Einrichtungen auch eine Tätigkeit auf dem Gebiete der Forschung.

Leider sind für diesen Zweck die Mittel und die Zeit sehr knapp, arbeiteten doch zur Zeit des stärksten Besuchs mehr als 700 Studierende jede Woche in kleineren Gruppen in dem meiner Leitung unterstellten Laboratorium.

Trotz dieser Schwierigkeiten sind im Maschinenlaboratorium der Technischen Hochschule zu Berlin aufser den im vorliegenden Heft im einzelnen mitgeteilten Versuchen, bei denen mich meine Assistenten, die Ingenieure Bendemann, Gensecke, Gramberg, Hanszel und Hildebrand, in bereitwilliger Weise unterstützt haben, wie ich mit Dank und besonderer Anerkennung hervorhebe, noch folgende Untersuchungen unter meiner Leitung oder auf meine Veranlassung durchgeführt und abgeschlossen worden.

Druckluftwasserheber (Mammuthpumpen).

Injektoren (Butzke).

Grissongetriebe.

Untersuchung der Bewegung von Pumpenventilen neuer Bauart.

Dampf-Luftkompressor (Borsig).

3zyl. elektr. angetriebene raschlaufende Wasserhaltungspumpe (Riedler, Leopoldshall).

Gebälse mit rückläufigen Ventilen.

Schneckenvorgelege.

Raschlaufende einzyl. Riedler-Expreszpumpe (Mansfeld).

- Raschlaufender Dampf-Luftkompressor (System Riedler-Stumpf).
 30 PS-Wassermotor (Riedler).
 Generatorgasteuerung für Dampfkessel (System Axdorfer).
 Duplex-Odesse-Dampfpumpe.
 Oberflächenkondensatoren (Schaffstädt, Giefßen).
 Rohrbruchventile (Hübner & Mayer, Wien).
 Duplex-Verband-Odesse-Dampfpumpe mit und ohne Kraftausgleicher.
 Abwärmekraftmaschinen.
 Roots-Gebläse, System Meyer-Aerzen.
 Verdampfungsversuche an einem 150 qm-Wasserrohrkessel mit Schrägrostfeuerung (System Kraft).
 400 PS-Dampfturbine Riedler-Stumpf.
 Stehender Westinghouse-Gasmotor (4 Zylinder, 50 PS).
 Automobil-Benzinmotoren.
 Laval-Dampfturbine, 16 PS.
 Raschlaufende Rapid-Kompressoren (Bauart Josse).
 Versuche über das Verhalten überhitzten Dampfes in der Kolbendampfmaschine (150 PS).
 Versuche über künstlichen Zug.
 Raschlaufende elektrisch angetriebene Nafsluftpumpe (Bauart Josse).
- Rotierende Dampfmaschine.
 Dampf-Vakuum-Hubpumpe.
 Hochdruck-Zentrifugalpumpe (Weise & Monski).
 Dampfverbrauch einer 3zyl. Dampfmaschine (150 PS) mit und ohne Mantelheizung.
 Generatorgasanlage (150 PS).
 Regulierung einer 3zyl. Dampfmaschine (150 PS) unter verschiedenen Verhältnissen.
 Einfluß der Gasschwingungen auf die Genauigkeit von Gasuhren.
 Dieselmotor mit verschiedenen Ölarten betrieben.
 Rotierende Vakuumpumpe (Siemens & Halske).
 Vakuumpumpenpumpe (Schwartzkopf).
 Ventilator für 10 000 Min.-Umdrehungen.
 Saugwirkung von Ventilations-Schornsteinaufsätzen (John, Erfurt) bei verschiedenen Windgeschwindigkeiten.
 Raschlaufender Verbundkompressor »Rapid« (Bauart Josse).
 Umsteuerbare Dampfmaschine (»Oktoped«).
 Indirekte Regulierung einer 4zyl. stehenden Maschine (Schiffstyp, 200 PS).
 6 PS-Gasmotor bei Leucht- und Kraftgasbetrieb.
 Wassermessung mittels Ausflußöffnungen.
 Dampfströmung, Dampfmesser.

Die Ergebnisse dieser Versuche sind entweder bereits veröffentlicht bzgl. es steht ihre Veröffentlichung bevor oder sie dürfen nicht bekanntgegeben werden, da sie auf Veranlassung und zur Information von Firmen ausgeführt worden sind.

DER VERFASSER.

INHALTSVERZEICHNIS.

I. Die gegenwärtige Entwicklung der Wärmekraftmaschinen.

	Seite		Seite
Dampfmaschinenanlagen	1	Heizwert des Generatorgases, Brennstoff-	
Versuche über Verluste durch die Entwässerung bei Dampfmaschinen.	2	Verbrauch während des Betriebs bei verschiedenen Belastungen, desgl. einschl.	
<u>Dampfkraftwerke mit ausschließlich elektrischem Nebenbetrieb</u>	3	<u>Abbrand- und Anblaverluste</u>	16
Generatorkraftanlagen	8	<u>Großgasmaschinenbetrieb mit Hochofengas</u>	19
<u>Betriebsverhältnisse bei Generator-Gasmaschinen, Einfluss des Zeitpunktes der Zündung auf die Arbeitsausbeute</u>	8	<u>Hochofengasreinigung</u>	20
<u>Bauart neuerer Viertakt-Gasmaschinen (Deutz, Tosi)</u>	9	<u>Hochofengasmaschinen</u>	21
<u>Gas kraftwerke</u>	13	<u>Dieselmotoren, Versuche mit Paraffinöl</u>	22
<u>Kraftgas erzeugung bei Sauggasmaschinen</u>	13	<u>Dampfturbinen</u>	23
<u>Versuche mit einer 150 PS Deutzer Sauggasanlage: Einfluss der eingesaugten Dampfmenge auf Zusammensetzung und</u>		<u>Wärmeausnutzung in der Dampfturbine in der Kolbenmaschine</u>	25
		<u>Ratenusche Abdampfniederdruckturbinen</u>	29
		<u>Brennstoff- und Ölverbrauch verschiedener Wärmekraftmaschinen mittlerer Größe</u>	30
		<u>Mehrstoffdampfmaschinen</u>	33

II. Versuche mit einer Dreizylindermaschine und dem zugehörigen Oberflächenkondensator, insbesondere bei verschiedenen Kondensatorspannungen (mit gesättigtem und überhitztem Dampf).

<u>Anordnung der Versuche</u>	39	<u>Überströmverhältnisse vom Niederdruckzylinder zum Kondensator bei verschiedenen Kondensatorspannungen</u>	57
<u>Allgemeine Versuchsergebnisse</u>	46	<u>Verhalten des Oberflächenkondensators bei Gleich- und bei Gegenstrombetrieb und Kühlwassermengen</u>	62
<u>Vergleich zwischen den rechnerisch und den versuchsweise ermittelten Dampfverbräuchen</u>	55	<u>Folgerungen aus den Versuchen für den Dampfmaschinenbau</u>	63
<u>Die Wandungseinflüsse (Gütegrade) bei verschiedenen Kondensatorspannungen</u>	56		

III. Versuche mit Dampfturbinen, insbesondere bei verschiedener Kondensatorspannung.

	Seite		Seite
<u>Bauart der untersuchten 150 KW Rateau-Orlikon-Turbine</u>	67	<u>Wärmebewegung in der Turbine</u>	72
<u>Versuchsergebnisse bei Betrieb mit niedriger Kondensatorspannung</u>	70	<u>Leerlaufversuche</u>	75
<u>Versuchsergebnisse und Dampfzustand in den einzelnen Stufen bei höheren Kondensatorspannungen</u>	71	<u>Verhalten anderer Dampfturbinen bei verschiedenem Vakuum</u>	76
		<u>Versuche mit dem Parsonschen Vakuumvermehrter</u>	79

IV. Untersuchung einer Dampfkraftanlage mit zweifacher Überhitzung.

<u>Bauart der Kraftanlage (Tandemheißdampf-lokomobile)</u>	81	<u>Versuchsergebnisse in bezug auf die Maschine</u>	88
<u>Anheizversuch</u>	83	<u>Verhalten des Dampfes in der Lokomobilmaschine</u>	90
<u>Leistungsversuche an der Tandemheißdampflokobile</u>	84	<u>Versuchsergebnisse in bezug auf die Lokomobil dampf-Kraftanlage</u>	97
<u>Versuchsergebnisse in bezug auf den Kessel</u>	85	<u>Vergleich mit anderen Wärmekraftanlagen</u>	99

V. Versuche mit der mechanischen Kesselfeuerung, Bauart Axer, und einem Stufenrohrdoppelkessel.

<u>Bauart der Axerfeuerung</u>	102	<u>Versuche mit einem Stufenrohrdoppelkessel, Wärmeübertragung der Heizfläche, Nutzeffekt</u>	105
<u>Kohlenförderung und Kraftbedarf des untersuchten Feuerungsapparates</u>	104		

I. Die gegenwärtige Entwicklung der Wärmekraftmaschinen.

Seit der Weltausstellung in Paris erfährt das Gebiet der Wärmekraftmaschinen und damit der Aufbau der Kraftwerke eine Umbildung, wie sie gleich umfassend und einschneidend im Maschinenbau noch nicht zu verzeichnen war.

Wenn es schon an sich unmöglich ist, über ein in voller Entwicklung stehendes Gebiet ein zusammenfassendes abschließendes Urteil zu fällen, so muß in dem knappen Rahmen eines Berichts und bei dem außerordentlichen Umfang des Stoffes selbst auf eine auch nur annähernd erschöpfende Besprechung der erreichten Fortschritte und der angestrebten Ziele verzichtet werden. Man muß sich damit begnügen, die zahlreich in jüngster Zeit in verschiedenartigem Gelände gebahnten Wege anzudeuten, die, alle gleich mühsam und beschwerlich, dem gemeinsamen Ziel entgegenführen, die Umsetzung von Wärme in mechanische Arbeit wirtschaftlicher zu gestalten.

Eine wirtschaftliche Beurteilung der Wärmemotoren erfordert in erster Linie die Betrachtung des Brennstoffverbrauchs, kann aber, wenn sie auf Vollständigkeit Anspruch machen will, die Berücksichtigung der notwendigen übrigen Aufwendungen, hauptsächlich der Anlage-, Betriebs- und Unterhaltungskosten, nicht entbehren. Im nachfolgenden werde ich mich im wesentlichen auf die Erörterung des Wärme- und Brennstoffaufwandes, sowie auf die Mitteilung praktischer Betriebserfahrungen beschränken, die ja immerhin die wesentlichsten Faktoren für die Beurteilung der Motoren bilden; die übrigen Nebenumstände können nur flüchtig gestreift werden.

Dampfmaschinenanlagen.

Als die Gasmaschinenfabriken vor einigen Jahren angingen, vollständige, durch die Einführung des Sauggasbetriebes vereinfachte Gaskraftanlagen zu bauen und Brennstoffverbrauch für das Nutzpferd zu gewährleisten, wurden die gewöhnlichen Dampfmaschinen, wenigstens für kleinere und mittlere Betriebe, etwas in den Hintergrund gedrängt. An dieser Erscheinung war vielleicht nicht so sehr die bessere Wärmeausnutzung oder die behauptete wirtschaftliche Überlegenheit der Gasmotoren schuld, wie der Umstand, daß die Dampfmaschinenfabriken nur den Dampfverbrauch für das indizierte Pferd verbürgen, aber in der Regel keine einheitlichen und vollständigen Dampfkraftanlagen ausführen, die ihnen ermöglichen,

Kohlenverbrauch pro Nutzpferd zu gewährleisten, und die allein geeignet sind, dem Abnehmer Sicherheit in bezug auf den Brennstoffverbrauch zu geben, und ihn der Notwendigkeit erheben, zur Beschaffung von Kesseln, Rohrleitung, Wasserreinigung, Hilfsmaschinen usw. mit einer ganzen Reihe von Lieferanten und Einzelgarantien zu tun zu haben. Diesem Umstand ist es zuzuschreiben, daß selbst bei Dampfkräftenanlagen mit guten Maschinen durch ungeschickte Anlage der Kessel, unzweckmäßige Speisung, verkehrt angeordnete Rohrleitung und durch die übliche Kondensationswasserabführung mittels Kondensationstöpfe in vielen Fällen bedeutende Wärmeverluste außerhalb der eigentlichen Maschine auftreten und daß im praktischen Betrieb der Kohlenverbrauch für das Nutzpferd, auf den es wirtschaftlich doch allein ankommt, erheblich von den abgegebenen Einzelzusicherungen abweicht. Beispielsweise sind die

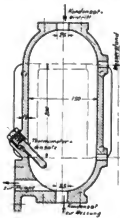


Fig. 1.
Kondensationswasserzammmler.

Verluste durch die Entwässerung bei Dampfmaschinen

im praktischen Betrieb viel erheblicher als man gewöhnlich annimmt. Die übliche Entwässerung durch selbsttätige Kondensationstöpfe geben Dampf- und Wärmeverluste, die selbst bei sorgfältiger Wartung der zahlreichen Töpfe der Mehrzylindermaschinen nicht unerheblich sind, bei Vernachlässigung aber eine merkliche Beeinträchtigung der Wirtschaftlichkeit der Anlage ergeben können.

Bei einer großen Zahl von mir mit Sorgfalt angestellten Versuchen mit einer 200pferdigen Dreifach-Verbundmaschine im Maschinenlaboratorium ergaben die Wägungen des gekühlten Ausstosswassers der Kondensationstöpfe unter sonst gleichen Verhältnissen stets kleine Abweichungen, deren Ursache nur auf den mangelhaften Abschluß der Töpfe zurückgeführt werden konnte, obwohl dieselben mit großer Aufmerksamkeit in Ordnung gehalten wurden.

Ich ersetzte daher die Kondensationstöpfe sämtlich durch gußeiserne, mit Wasserstandsgläsern ausgestattete Flaschen, Fig. 1, aus denen die Kondensate von Hand so weit als nötig abgelassen wurden, wodurch Dampfverluste ganz ausgeschlossen waren.

In der nachfolgenden Tabelle I sind zwei der in genau gleicher Weise ausgeführten zahlreichen Versuche mit Kondensationstöpfen und mit Flaschen zum Vergleich gegenübergestellt.

Bei nahezu demselben stündlichen Arbeitsdampfverbrauch (886 zu 897 kg) wurden mit den Kondensationstöpfen 16,7%, mit den Flaschen nur 11,2% des gesamten Dampfverbrauchs an Dampfwasser abgeführt. Die fünf Kondensationstöpfe ergaben daher trotz peinlichster Wartung infolge mangelhaften Abschlusses einen Dampfverlust von rund 5,8% des Gesamtdampfverbrauchs; im Mittel aus sämtlichen ausgeführten Versuchen rind 5%. Man kann daraus ermesen, wie groß diese Verluste erst werden, wenn die Kondensationstöpfe weniger sorgsam nachgesehen werden, als es hier tatsächlich geschehen ist, also im gewöhnlichen Betrieb. Wie wir gleich sehen werden, lassen sich bei einheitlich ausgeführten Dampfanlagen diese Wärmeverluste außerordentlich einschränken und damit die Wirtschaftlichkeit der Dampfkraft selbst bei kleinen Maschinen sehr günstig beeinflussen.

Bei der von mir im Auftrag des Herrn Unterrichtsministers entworfenen Maschinenanlage der neuen Technischen Hochschule in Danzig, die als Kraftwerk für die

Tabelle I.

Vergleich der durch selbsttätige Kondensationsköpfe und von Hand abgeführten Kondensationswassermengen einer 200 PS-Dreizylindermaschine.

Datum des Versuchs	9. Oktober 1902	17. November 1902
Dampf Wasser abgeleitet	durch Kondensations- köpfe	von Hand aus Flaschen
Mittlere minutliche Umlaufzahl	145,5	142,5
Absolute Dampfspannung vor dem H.-D.-Zyl. kg/qcm . .	12,29	12,01
Mittlerer absoluter Druck im Kondensator . . . kg/qcm	0,121	0,127
Mittlere Leistung des H.-D.-Zyl. PS ₂	66,1	65,6
Mittlere Leistung des M.-D.-Zyl. "	52,9	51,3
Mittlere Leistung des N.-D.-Zyl. "	54,6	56,4
Gesamte indizierte Leistung	173,6	173,3
Dampfverbrauch insgesamt kg/Std.	1105,9	1071,5
davon Arbeitdampf:		
Kondensat aus Oberflächenkondensator . . . "	886	897
" " Aufnehmer I "	34,6	32
" " Aufnehmer II "	—	23
Gesamter Arbeitdampf : "	920,6	952
Heizdampf:		
H.-D.-Zyl.-Mantel "	27,9	17,1
M.-D.-Zyl.-Mantel "	82,0	52,8
N.-D.-Zyl.- u. Aufnehmer II-Mantel "	75,4	49,6
Gesamter Heizdampf "	185,3	119,5
Heizdampf in % des gesamten Dampfverbrauchs . . %₂	16,7	11,2
Dampfverbrauch pro PS ₂ /Std. kg	6,86	6,18
Arbeitdampf " " " " " "	5,3 = 83,3 % ₂	5,49 = 88 % ₂
Heizdampf " " H.-D.-Zyl.-Mantel "	0,16 = 2,5 "	0,10 = 1,6 "
Heizdampf " " M.-D.-Zyl.-Mantel "	0,47 = 7,4 "	0,30 = 4,9 "
Heizdampf " " N.-D.-Zyl. u. Aufnehmer II " "	0,43 = 6,8 "	0,29 = 4,7 "

Hochschulbedürfnisse und zugleich als Grundstock eines Maschinenlaboratoriums ausgebildet und in Fig. 2 im Grundriss dargestellt ist, habe ich versucht, einen Schritt auf diesem Wege vorwärts zu gehen.

Die Maschinenkessel sind mit mechanischen Feuerungen (Kettenrost von Babcock & Wilcox, Rostbeschickung von Axer¹⁾) versehen, deren wirtschaftlicher Betrieb in geringerem Maße von der Geschicklichkeit der Heizer abhängig ist und die die Wärmeausnutzung sogar bei den Wasserrohrkesseln auf 77 % erhöhen.

An Kraftmaschinen sind vorläufig eine Dampfturbine von Rateau und eine Dreifach-Expansionsmaschine von 300 PS der Görlitzer M. B. A. G. mit Überhitzung des Dampfes vor dem Hochdruck- und vor dem Mitteldruckzylinder aufgestellt. Das heiße Kondensat aus der Rohrleitung und aus den Maschinen wird selbsttätig durch eine eigenartig nach meinem Patent gebaute, elektrisch betriebene Pumpe, die im Fundament der Maschine untergebracht ist, ohne

¹⁾ Siehe Bericht V.

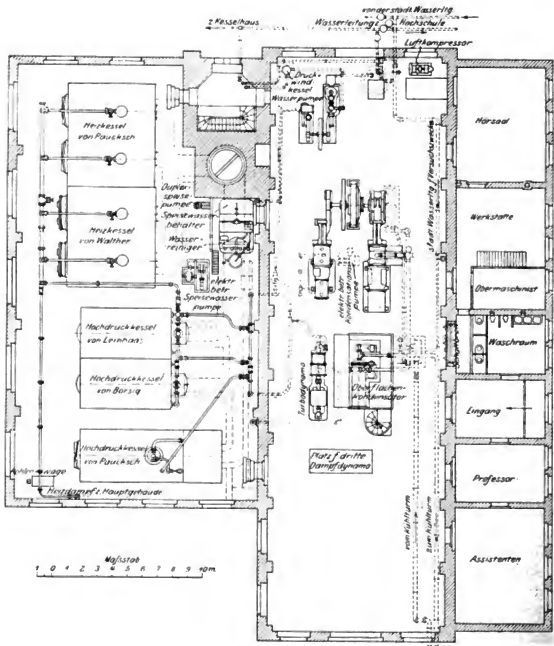
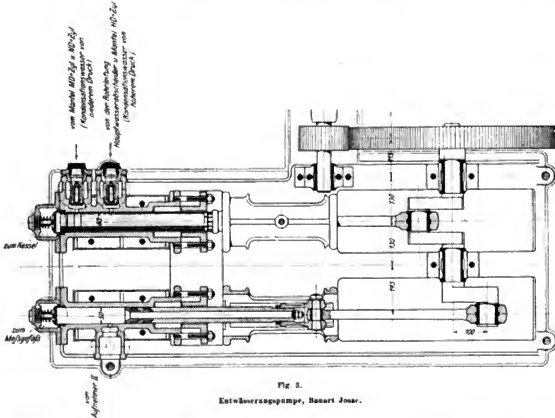


Fig. 2.

Kraftwerk der Kgl. Technischen Hochschule in Danzig.

jeden Wärmeverlust und ohne Benutzung von Kondensationsöpfen unmittelbar in die Kessel zurückbefördert.

Die Pumpe, in Fig. 3 und 4 dargestellt, arbeitet derart, daß ein im Pumpenzylinder passend geführter, mit Ringen versehener Tauchkolben beim Einlaßhub zunächst eine Öffnung in der Zylinderwand freigibt, durch die das Kondensat vom geringsten Druck (z. B. Mantelwasser der mit gedrosselem Dampf geheizten Mitteldruck- und Niederdruckzylinder) durch



seinen eigenen Überdruck nach Aufstoßen eines Rückschlagventiles in den Zylinder gelangt und solange einströmt, bis der Kolben auf seinem weiteren Wege eine zweite Öffnung freigibt. Durch diese strömt das Kondensat von dem nächst höheren Druck (Mantelwasser des Hochdruckzylinders, Dampfwater aus den Rohrleitungen), nachdem es ebenfalls ein Rückschlagventil durchflossen hat, ein und schließt das erste Rückschlagventil durch seinen Überdruck, so daß das Kondensat von niedrigerem Druck selbsttätig abgesperrt wird. Dies kann so oft fortgesetzt werden, wie Dampfwater von verschiedenen Drücken abzuführen sind. Beim Rückgang des Kolbens wird das Dampfwater in den Kessel gepreßt. Der von dem Tauchkolben zwischen jedem Rückschlagventil freigebene Raum ist so reichlich bemessen, daß er die zufließenden Kondensationswater mit Sicherheit aufnimmt; es strömt dabei stets etwas Dampf mit ein, wodurch jedoch kein Wärmeverlust bedingt ist, da der Dampf mit dem Wasser in den Kessel zurückgepumpt wird. Auf diese Weise kommt das Kondensat nie unter einen geringeren Druck als

denjenigen, bei dem es sich bildet. Verluste durch Verdampfen und Verdunsten sind ausgeschlossen. Mit Rücksicht auf Versuchszwecke ist bei dieser Pumpe noch ein zweiter Pumpenzylinder angeordnet, der das Kondensat aus dem zweiten unter Vakuum stehenden Aufnehmer zur Wägung herauspumpt. Den Bau dieser Pumpe, die sich in einigen Ausführungen bereits bewährt hat, haben Schäffer & Budenberg, Magdeburg, übernommen.

Bei der von Schneider & Ko. in Kreuzot Anfang der neunziger Jahre erbauten Pariser Druckluftzentrale hatte die Lieferantin auf Vorschlag Riedlers eine Kohlengarantie pro N_1 /Std.

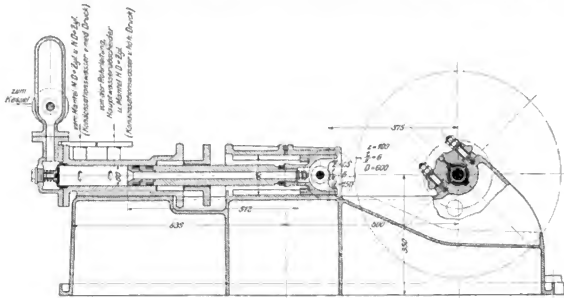


Fig. 4.

übernehmen müssen. Zur Vermeidung von Dampfverlusten hat die Fabrik ebenfalls keine Kondensatstöpfe verwendet, sondern das heiße Kondensat aus Flaschen, aus denen es von Hand abgelassen wurde, durch mit den Luftpumpen gekuppelte besondere Kondensatpumpen unmittelbar in die Kessel zurückgeführt. Die von mir entworfene, eben beschriebene Pumpe führt das Kondensat in einfacherer Weise ohne Bedienung zurück.

Alle Hilfsmaschinen des Kraftwerks in Danzig, z. B. die Speisepumpe und die Kühlwasserpumpen der Kondensatoren und der Rückkühlanlage sowie die Nafsluftpumpe des Oberflächenkondensators, habe ich ohne Ausnahme elektrisch angetrieben, um den erheblichen Wärmeaufwand durch dampffressende kleine Dampfpumpen und zahlreich verzweigte Rohrleitungen zu vermeiden; beispielsweise stellt Fig. 6 die für diese Anlage nach meinen Angaben entworfene, direkt elektrisch betriebene Nafsluftpumpe (mit 400 Uml./min.) des Oberflächenkondensators dar, die in einem Zylinder Wasser und Luft nacheinander und getrennt ansaugt, während Fig. 5 den Elektrokompessor von 800 Uml./min. von Weise & Moncki, Halle, zeigt, der zum Auffüllen der Windkessel der Wasserwerkpumpe, zum Anlassen der Gasmaschine usw. dient. Der mit dem Motor direkt gekuppelte Kompessor ist ebenfalls nach meinen Entwürfen ausgeführt und mit besonders leichten Ventilen einfachster Bauart von je etwa

5—7 g Gewicht ausgerüstet, die ihn zu 1200 und mehrminütlichen Umdrehungen bei ruhigem Gang befähigen. — In noch weitgehendem Maße habe ich elektrischen Antrieb der Hilfsmaschinen und selbsttätige Vorrichtungen bei dem ebenfalls nach meinen Entwürfen ausgeführten Kraftwerk des A. Wertheimschen Warenhauses in Berlin (Vofs- und Leipzigerstraße) vorgesehen, bei dem Dampfmaschinen

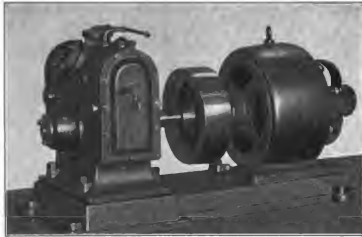


Fig. 5. Elektro-Kompressor, Bauart Jossé, $n/\text{min} = 500$.

von zus. 4000 PS im Kellergeschoss untergebracht, die Dampfkesselanlagen teils im 5. Stock, teils zwei Stockwerk unter der Erde angeordnet werden mußten. Bei letzterer Anlage beschränkt sich die Bedienung lediglich auf die Beaufsichtigung der selbsttätigen Kohlenzu- und Aschenabführungseinrichtungen sowie der automatischen Hannemannschen Speiseregler.

In bezug auf die Bauart von Kolbendampfmaschinen in konstruktiver Hinsicht bedeuten die von Lentz angegebenen Dichtungen der Ventilschneidringe und Kolbenstangen, die Entlastung des Ventilgestänges und die Schmierung der Triebwerksteile unter Oldruck einen Fortschritt.

Noch weit mehr als bei den ältesten Anlagen lassen sich Wärmeverluste vermeiden bei den Dampflokombilen, die ihrer Bauart nach besonders geeignet sind, Wärmeverluste hintanzubehalten und so erhebliche wirtschaftliche Erfolge zu erzielen; dies gilt besonders von den Heißdampflokombilen der Firma R. Wolf, Magdeburg-Buckau.



Fig. 6.
Saugluftpumpe Bauart Jossé.

Nachdem eine einfache 200 pferdige Heißdampf-Verbundlokomobile nach Versuchen von Gutermuth bereits einen Kohlenverbrauch von 0,63 kg für 1 PS_e/Std. ergeben hatte, ist man in neuester Zeit bei Tandem-Heißdampflokombilen derselben Firma mit zweifacher Überhitzung vor dem Hoch- und vor dem Niederdruckzylinder auf 0,56 kg Kohle von 7870 WE für 1 PS_e/Std. heruntergekommen.¹⁾

Die aus dem Lokomobilkessel mit etwa 400° austretenden Rauchgase umspülen Schlangenrohre, in denen der aus dem Kessel zum Hochdruckzylinder strömende Dampf, nachdem er vorher den Niederdruckzylinder ge-

¹⁾ Siehe Bericht IV.

heizt hat, auf rund 300° überhitzt wird. Bevor die Abgase in die Esse entlassen werden, bestreichen sie eine zweite Überhitzer-Rohrreihe, durch die der Dampf vom Hoch- nach dem Niederdruckzylinder überströmt und wieder um etwa 70° überhitzt wird, und schließlich den Hochdruckzylinder selbst.

Eine 60pferdige Tandem-Heißdampflokobile dieser Bauart habe ich vor einiger Zeit untersucht und damit die in dem Bericht IV ausführlich mitgeteilten Ergebnisse erhalten.

Gaskraftanlagen.

In der Wärmeausnutzung und unter Umständen auch wirtschaftlich sind zunächst die Gas-Kraftanlagen, die sich das Gas selbst in Generatoren erzeugen, auch den besten ortfesten Dampfkraftanlagen überlegen; dabei bieten sie für den praktischen Betrieb den Vorteil, daß das Gas in den Generatoren unabhängig von der Geschicklichkeit der Bedienungsmannschaft stets in gleicher Güte erzeugt werden kann, während bei Kesselfeuerungen die Wirtschaftlichkeit in hohem Maße von der Bedienung der Feuerung abhängt.

Da Sauggasanlagen zudem keiner behördlichen Genehmigung bedürfen, so sind in den letzten drei Jahren die gewöhnlichen Dampfmaschinen bis zu Einzelleistungen von etwa 400 PS, namentlich bei Blockanlagen in den Gebäuden der Großstädte, mehr oder weniger durch Sauggasanlagen verdrängt worden, obwohl die Gasmotoren noch lange nicht die Geduld und die Anspruchslosigkeit der Dampfmaschinen erreicht haben und ihre Beschaffung eine Zeitlang mehr Modesache als wirtschaftlich vorteilhaft war. Infolge der vielen Schwierigkeiten, die anfänglich bei den Sauggasanlagen aufgetreten sind, ist daher gegenwärtig ein Rückschlag zu verzeichnen, trotzdem die Anstände zum großen Teil als überwunden angesehen werden können. Insbesondere sind auch die Vorschriften der Aufsichtsbehörde in bezug auf Sauggasanlagen in letzter Zeit sehr verschärft worden.

Die einfachen Gasreinigungsanlagen, wie sie bei Sauggasmaschinen benutzt werden, bestehen aus einem Skrubber, dem manchmal noch ein Sägemehltreiber beigelegt ist; die hierdurch erreichte Abscheidung des Teers ist bei Verwendung schlechten Anthrazits manchmal noch mangelhaft und gibt Anlaß zu Verbrennungsrückständen in der Maschine, die Selbst(Früh-)zündungen hervorrufen, wie überhaupt Geringfügigkeiten, z. B. schlechtes Schmieröl, schlecht von Schlacke gereinigter Stahlguß und unrichtig angebrachte Indikatorstutzen, Betriebsstörungen bei Generator-Gasmaschinen veranlassen können und mehr oder weniger häufiges Reinigen der Zylinder, Kolben und Ventile erforderlich machen.

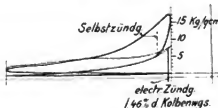


Fig. 7.

Die Selbstzündung macht sich in den Maschinen durch dumpfe Stöße bemerkbar, da vor dem Totpunkt bereits eine zu hohe Drucksteigerung eintritt. Dieser Vorgang wird durch das Diagramm Fig. 7 veranschaulicht, das mit elektrischer Zündung bei geringer Belastung abgenommen ist und bei dem die Selbstzündung infolge von hohem Wasserstoffgehalte des Kraftgases aufgetreten ist. Andererseits hat man beim Versagen der Zündung oder bei unrichtiger Mischung von Gas und Luft das lästige Knallen im Auspuff zu gewärtigen.

Der Zeitpunkt der elektrischen Zündung beeinflusst überhaupt wesentlich die Arbeitsausbeute der Gasmaschine. Bei der 150 pferdigen Generator-Gasmaschine des Maschinenlaboratoriums der Charlottenburger Hochschule sind eine Reihe von Zündungsdiagrammen

genommen, die in Fig. 8 wiedergegeben sind und bei denen die minutlich angesaugte Gas- und Luftmenge, also auch die in die Maschine eingeführte Wärme konstant gehalten wurden. Man

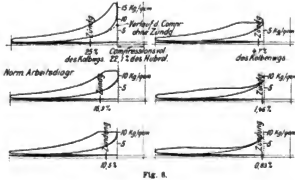


Fig. 8.

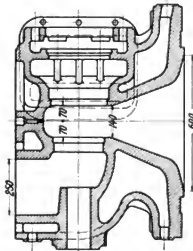


Fig. 9.

sieht, wie die erzielte Arbeitsfläche der Diagramme 1—6 durch Verschieben des Zeitpunktes der Zündung nach dem Kolbentpunkt zu stetig abnimmt. Die Zündung des Diagramms 1 liefert allerdings die größte Arbeitsausbeute, liegt aber so früh, daß sie die Wirkung der Frühzündung ergibt, d. h., es treten dumpe Stöße in der Maschine auf. Normal ist die etwas später liegende Zündung des Diagramms 2, bei der die Maschine ruhig arbeitet. Die Diagramme 3—6 zeigen die Abnahme der Arbeitsfläche mit zunehmender Verspätung der Zündung.

Die Diagramme lassen erkennen, daß bei dem Be-

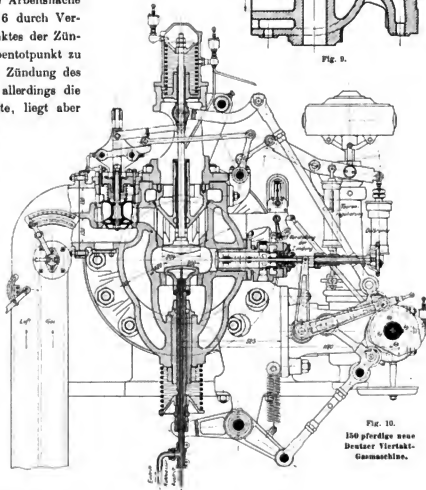


Fig. 10.
150 pferdige neue
Drehtakt-Viertakt-
Gasmotoren.

Josse, Neuen Wärmekraftmaschinen.

trieb der Gasmaschinen auf richtige Einstellung der elektrischen Zündung zu achten ist.

Als unbedingt nötig hat sich die Kühlung des Auslaßventils selbst bei Maschinen mittlerer Größe erwiesen. Bei der 150pferdigen Gasmaschine des Maschinenlaboratoriums war ursprünglich diese Kühlung nicht ausgeführt, sie mußte aber nachträglich eingebaut werden, da das nichtgekühlte glühende Auslaßventil nach einer gewissen Betriebszeit Selbstzündungen hervorrief.

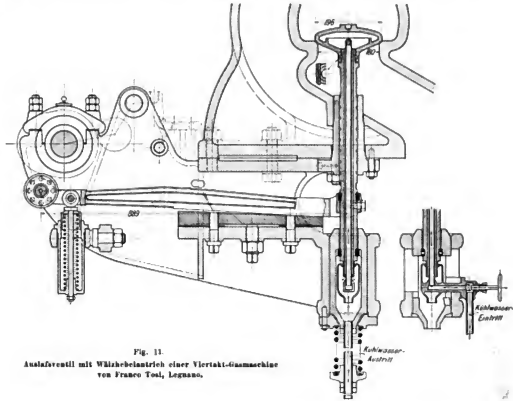


Fig. 11.
Auslaßventil mit Wälzbelantrieb einer Viertakt-Gasmaschine
von Franco Testi, Legnano.

Fig. 9 und 10 stellen die Bauart des Zylinderkopfes und der Steuerung dieser 150pferdigen Viertakt-Gasmaschine dar, die von der Gasmotorenfabrik Deutz geliefert wurde und deren neuester Ausführung entspricht. Luft und Gas passieren zunächst das vom Regulator beeinflusste Doppelsitz-Regulierventil, das die Maschine durch Veränderung des Gewichtes des eingesaugten Gemisches (bei gleicher Zusammensetzung des letzteren) regelt. Das Haupteinlaßventil ist wie üblich nicht, das Auslaßventil ausgiebig gekühlt. Das Anlassen der Maschine erfolgt durch Druckluft von mindestens 10 at, welche durch einen seitlich im Zylinderkopf (Fig. 10) eingebauten, von der Steuerwelle betätigten Kolbenschieber ein- und ausgelassen wird. Der Antrieb des Auslaßventils liegt frei, um es bequem zwecks Reinigung demontieren zu können.

Die Gasmaschine dient zur Erzeugung elektrischen Stroms für die Beleuchtung der Hochschule und hat in der vergangenen Beleuchtungsperiode den Betrieb anstandslos besorgt.

In Fig. 11 ist das besonders energisch durch eine eingebaute Streudüse gekühlte Auslassventil der Viertakt-Gasmaschinen von Franco Tosi in Legnano (Italien) dargestellt, das auch durch den Antrieb mittels Walzhebels und durch die Art der Zu- und Abführung des Kühlwassers bemerkenswert ist. Der Antrieb des

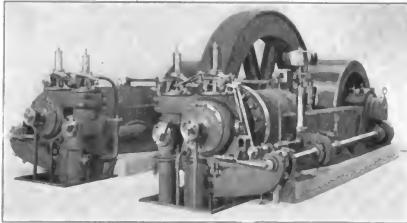


Fig. 12.
Viertakt-Gasmaschine (300 PS), Benart Tosi.

Auslassventils durch Walzhebel ermöglicht ein allmähliches Anheben und sanftes Aufsetzen und überträgt den Ventilwiderstand ohne Stöße auf die Steuerwelle. Die Anschlüsse für die Zu- und Abführung des Kühlwassers sind unbeweglich, daher keine Schläuche und sehr leichte Demontierbarkeit des Auslassventils durch Herausziehen von Ventilteller mit Führungszylinder nach oben, wobei das in den letzteren eingesteckte Zuführungsrohr für das Kühlwasser mit der an seinem oberen Ende aufgesetzten Streudüse fest stehen bleibt. Sehr zweckmäßig ist auch der Auspuffkanal für die Abgase angelegt, indem scharfe Ecken vermieden sind und der Gasstrom so alle Unreinigkeiten mit fortführt.

Für Gasmaschinen kleiner und mittlerer Leistung ist der einfach wirkende Viertakt im konstruktiven Aufbau und im Wärmeverbrauch unerreicht, während bei großen Leistungen die Mehrzahl der Firmen doppelt wirkende Viertaktmaschinen ausführt und nur wenige zum Zweitakt übergegangen sind, der an Stelle der Auslassventile einfache Schlitze in der Zylinderwand verwendet, dafür aber die Ladepumpen in Kauf nehmen muß.

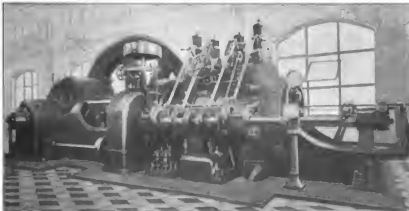


Fig. 13.
Doppeltwirkende Viertaktmaschine (300 PS), Benart Strubers.

Die konstruktive Durchbildung der Gasmaschine ist noch in der Entwicklung begriffen. Die auftretenden großen Temperaturdifferenzen zwischen Verbrennungs- und Kühlraum bieten noch Schwierigkeiten in der Ausbildung der Gufsstücke, die sich in zahlreichen gesprun-

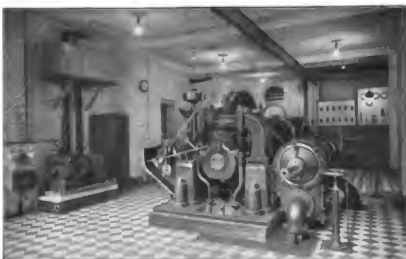


Fig. 14.

Teil eines Generator-Gaskraftwerkes im Keller eines Geschüftshauses in Berlin.

sächlich auf den konstruktiven Ausbau derselben gerichtet sein müssen. Es unterliegt aber keinem Zweifel, daß im Verlauf einiger Jahre die jetzt noch bestehenden Unvollkommenheiten behoben sein werden. Wesentliche Fortschritte auf diesem Gebiet sind bereits erzielt worden durch das vorurteillose Eingreifen des Dampfmaschinenbaues in den Gasmaschinenbau.

Als eine konstruktiv hochstehende Gasmaschine, deren Einzelheiten die Hand des Dampfmaschinenkonstruktors verraten, führe ich in Fig. 12 die 300-pferdige Viertakt-Gasmaschine in Zwillingsanordnung der Firma Franco Tosi in Legnano an, deren geschickte Bauart des Auslaßventils soeben erwähnt worden ist. Bei der Formgebung des Zylinderkopfes dieser Maschine ist nach Möglichkeit die Kugel-

genen Zylinderköpfen recht unangenehm bemerkbar gemacht haben. Weite Kühlräume, die aus Herstellungsgründen die Einhaltung gleichmäßiger Wandstärke erleichtern, und reichliche Kühlung sowie Vermeidung von Stahlguß haben Besserung in dieser Beziehung gebracht. Immerhin wird die Entwicklung der Gasmaschinen in nächster Zeit haupt-



Fig. 15.

Zweistöckiger unterirdischer Generator- und Kesselraum (zum Gaskraftwerk).

form durchgeführt und hauptsächlich auf gleichmäßige Verteilung des Materials geachtet, wodurch das Springen ausgeschlossen ist. Die Saugarbeit dieser Maschine ist auf ein Minimum reduziert, da das Mischventil sehr große Querschnitte hat und durch einen Ausklinkmechanismus gesteuert wird. Auspuff, Einström- und Mischventil werden von einem einzigen Nocken angetrieben, was die Steuerung sehr vereinfacht. Mechanismus der Zündung und Steuerung des Mischventils sind konstruktiv ähnlich wie bei einer Dampfmaschine ausgebildet. Die Maschinen werden mit Druckluft und entgegen der sonst üblichen Art mit voller Kompression angelassen, wodurch die erste Zündung erleichtert wird. Tatsächlich genügt eine Ladung in einem Zylinder für die Ingangsetzung.

Eine Tosi-Generator-Gasmaschine von 100 Nutzperden dieser Bauart hat bei, mehrere Wochen im praktischen Betrieb durchgeführten, Brennstoffmessungen einen Verbrauch von 380 g englischen Anthrazit pro Nutzpferd und Stunde ergeben, worin Verbrauch für Anblasen und Abbrand beim Stillstand mit einbegriffen sind.

Als Vertreter der doppeltwirkenden Viertaktmaschine ist in Fig. 13 eine solche der Maschinenbaugesellschaft Nürnberg von 300 PS veranschaulicht.

Als Beispiel einer großstädtischen Generator-Gaskraftanlage führe ich in Fig. 14 und 15 ein von mir für ein großes Berliner Geschäftshaus (Wertheim, Rosenthalerstraße) entworfenes Gas- und Dampfwerk an, für das in der Hauptsache Gaskraft gewählt wurde, da die Abführung des Kühlwassers verhältnismäßig hohe Anlagekosten erfordert hätte. Zwei Körtinge Gasdynamos von je 250 PS, sind im Kellergeschoß des Geschäftshauses untergebracht, während die Generatoren und die Gasreinigungsapparate (Skrubber und Sägemehltreiner) in einem durch Unterkellerung eines Hofes gewonnenen 7,5 m hohen Raum aufgestellt sind. Hier sind auch die für die Dampfheizung des Gebäudes vorgesehenen drei Walthersche Sicherheits-Rohrenkessel von je 120 qm Heizfläche und 12 at Druck mit Überhitzern aufgestellt, deren Rauchgase durch ein enges Blechrohr mittels mechanischen Saugzuges über das Dach des Geschäftshauses geblasen werden. Für die Bedienung der Kesselfeuerungen und der Generatoren ist in einem Teil des unterirdischen Generatorraums ein zweites Geschoß eingebaut. Die Be- und Entlüftung des Generatorraums erfolgt künstlich durch elektrisch betriebene Ventilatoren. Der zur Heizung dienende hochgespannte Kesseldampf wird zunächst in kleineren, ebenfalls im Kellergeschoß aufgestellten Willans-Dampfmaschinen zur Arbeitsleistung ausgenutzt und gelangt nur als Auspuffdampf in die Heizkörper: eine Vereinigung von Wärme- und Kraftabgabe, für die die Dampfmaschine stets die wirtschaftlichste Anlage bleibt.

Generator-Gasmaschinen von größeren Einzelleistungen als 600 PS sind meines Wissens noch nicht im Betrieb. Die obere Grenze der Leistung, für die noch ein Generator verwendet werden kann, scheint bei Dauerbetrieb der Anlage wegen des erforderlichen Ausschlackens, wobei die Leistung des Generators erheblich zurückgeht, nicht allzu hoch zu liegen, wenigstens ergab sich bei einer Sauggasanlage von 500 PS in Berlin die Notwendigkeit, den vorhandenen einen großen durch zwei etwas kleinere Generatoren zu ersetzen.

Kraftgaszerzeugung bei Sauggasmaschinen.

Als Brennstoff der Generatoren kommen Anthrazit und Koks in Betracht. Man verwendet unter Umständen mit Vorteil auch eine Mischung von etwa 3 t Anthrazit zu 2 t Koks, die sich im Betrieb gut bewährt.

In neuester Zeit versteht man auch schon brauchbares Kraftgas aus Braunkohlen (Stücken und Briketts) und aus Braunkohlenschiefer herzustellen. Namentlich eröffnet die Vergasung der Braunkohlen bei der Billigkeit des Brennstoffs gute Aussichten. Das Ziel der Gastechner aber ist die Vergasung gewöhnlicher bituminöser Steinkohle im Sauggenerator zu motorischen Zwecken. Während man bei früheren Versuchen das Gas durch umständliche Reinigung von Teer zu befreien suchte, schlägt man jetzt den einfacheren und richtigeren Weg ein, den Teer in einem Doppelgenerator mit zu vergasen. Fig. 16 stellt den Doppelgenerator der Gasmotorenfabrik Deutz dar, der aus den bekannten Generator- oder Halbwassergas-

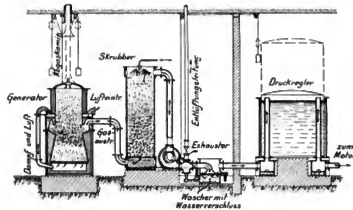


Fig. 16.
Sauggasgenerator für bituminöse Steinkohle.

anlagen entstanden ist. Die zu dieser Gaserzeugung dienenden Apparate bestehen im wesentlichen aus einem Generator mit oberer und unterer Brennzone, einem Skrubber, einem Exhauster, einem Wascher und einem Druckregler. Der Generator wird aus einem nach der Mitte zu sich erweiternden Schachtlofen gebildet, der unten einen Rost besitzt und oben offen ist. In der Mitte befindet sich, einen Teil der Höhe des Schachtes bildend, eine mit

Wasser gefüllte Verdampferschale, die teils durch die strahlende Wärme der Kohle, teils durch die abziehenden heißen Gase erwärmt wird. Die nach der Atmosphäre hin offene Schale steht durch eine Rohrleitung mit dem sonst geschlossenen Aschenkasten des Generators in Verbindung. Der Exhauster saugt beim Betrieb der Anlage in jeder Sekunde eine gewisse Menge Gas aus dem Skrubber bezw. dem Generator ab und erzeugt dadurch in den Apparaten eine Depression. Diese teilt sich in gleicher Weise der oberen wie der unteren Hälfte des Generators mit, und es finden dadurch folgende Vorgänge statt:

Das über der oberen Zone frisch aufgeschüttete Brennmaterial wird durch die strahlende Hitze dieser Zone entgast, wobei Kohlenwasserstoffe ausgetrieben werden; diese Destillationsprodukte werden durch die glühende Schicht hindurchgesaugt und durch die hochgradige Erhitzung in permanente Gase übergeführt. Durch die ebenfalls von oben hindurchgesaugte Luft findet bereits eine teilweise Vergasung des Brennstoffs statt, wobei der Kohlenstoff in Kohlenoxyd umgesetzt wird. Es wird dadurch die Wärmemenge erzeugt, die nötig ist, um das je nach Herabsinken aufgeworfene frische Brennmaterial zu entgasen und zu erhitzen, so daß die oben beschriebenen Vorgänge stattfinden können.

Der untere Teil des Generators arbeitet wie ein gewöhnlicher Generator mit Koks-

betrieb. Der entgaste (verkokte) Brennstoff wandert allmählich in den unteren Teil des Generators, wo sich über dem Rost eine glühende Schicht des schon vorher entgasten Brennstoffs befindet, die durch den nachsinkenden je nach Bedarf ergänzt wird. Dieser unteren Brennstoffsäule teilt sich nun die durch den Exhauster hervorgerufene Depression in gleicher Weise

in den Aschenkasten und durch den Rost in die glühende Brennstoffsäule des Generators, wo sie sich in Generatorgas umsetzt. Durch den Sauerstoff der Luft verbrennt die Kohle zu Kohlenoxyd, während gleichzeitig der Wasserdampf mit der glühenden Kohle in Wassergas umgewandelt wird. Im oberen und im unteren Generator befindet sich daher je eine glühende Zone. Die im oberen und im unteren Teil des Generators gebildeten Gase werden durch ein gemeinschaftliches Rohr abgeführt und durch den Skrubber hindurchgesaugt.



Fig. 17.
Braunkohle-
generator.

Mit diesem Doppelgenerator läßt sich aus einigen bituminösen Kohlenarten ein brauchbares Kraftgas erzeugen. Bei der Beschickung mit Steinkohle hat sich jedoch ein ganz staubfreies Gas wie es für den Motorbetrieb nötig ist, noch nicht erzeugen lassen. Dagegen vereinfacht sich der Generator bei Betrieb mit Braunkohlen insofern, als die Verdampferschale wegfallen kann, da der notwendige Dampf aus dem Wassergehalt der Braunkohlen genommen werden kann. Ein solcher sehr einfacher im Querschnitt rechteckiger Braunkohlegenerator ist in Fig. 17 dargestellt. Die übrigen, in Fig. 16 dargestellten Apparate müssen natürlich hier ebenfalls vorhanden sein. Es ist meines Erachtens nur eine Frage der Zeit, ob es gelingen wird, den Sauggasmaschinenbetrieb, wenn auch nicht mit allen, so doch mit einem großen Teil gewöhnlicher Kohlenarten durchzuführen. Dann wird die Gaskraftanlage wohl endgültig in bezug auf Wirtschaftlichkeit an der Spitze stehen.

Versuche mit einer 150pferdigen Deutzer Sauggasanlage.

Bei dem hohen Heizwert des aus Anthrazit oder Koks hergestellten Generatorgases infolge seines Wasserstoffgehalts ist es für den Betrieb einer Anlage in der Regel nicht gleichgültig, mit welcher mittleren Verdampfer Temperatur bzgl. mit welcher Dampfmenge gearbeitet wird, da bei Zunahme der letzteren auch der Wasserstoffgehalt zunimmt. Bei hoher Kompression in der Maschine stellt sich dann leicht Frühzündung ein, die man nur durch Verminderung der Kompression vermeiden kann. Dies ergibt aber bekanntlich einen erheblichen Rückgang in der Wärmeausnutzung der Gasmaschine; andererseits veranlaßt das Arbeiten mit niedriger Verdampfer Temperatur (geringem H-Gehalt) einen Wärmeverlust durch die überschüssige aus dem Wasserbehälter des Verdampfers erwärmt abfließende größere Wassermenge oder, bei geringer Heizfläche desselben, durch das heiß abziehende Gas.

Über den Zusammenhang dieser Verhältnisse liegt noch wenig Versuchsmaterial vor.

Ich habe es deshalb unternommen, mit der 150pferdigen Sauggasanlage der Technischen Hochschule Charlottenburg eine Reihe von Versuchen durchzuführen. Diese sind zwar noch lange nicht abgeschlossen, haben aber schon zu einigen Ergebnissen geführt, welche in der Hauptsache mitgeteilt werden.

Die Durchführung solcher Versuche ist zeitraubend, da bei der Neuheit der Sache die Einrichtungen erst durch umfangreiche Vorversuche geschaffen und erprobt werden müssen.

Die Zusammensetzung des Generatorgases wurde durch einen erweiterten Orsatapparat ermittelt, der nach einem in der Zeitschrift „Stahl und Eisen“ gemachten Vorschlag mit Einrichtungen versehen wurde, um den Wasserstoff- und den Methanengehalt des

Gases feststellen zu können und der auch mit Rücksicht auf vollständige Absorption des Kohlenoxyds verbessert wurde.

Mit diesem verhältnismäßig einfachen Apparat sind technisch brauchbare Analysen erzielt worden. Um die Zuverlässigkeit dieser Analysen zu prüfen, habe ich gleichzeitig durch einen Chemiker der Hochschule chemische Analysen ausführen lassen, die in Tabelle III neben den durch den Orsatapparat gefundenen Werten mitgeteilt sind. Die Übereinstimmung ist als durchaus befriedigend zu bezeichnen.

Tabelle III.
150pferdige Dentzer Sauggasanlage. Vergleichsanalysen des Generatorgases.

Zusammen- setzung des Gases	20. II. 06					27. II. 06 (Versuch 6, Tab. II)				
	Gas entnommen nach 2 $\frac{1}{2}$ stündigem Betriebe. Belastung: 104 KW. Verdampftemperatur: 81°.					Gas entnommen nach 4 stündigem Betriebe. Belastung: 101,7 KW. Verdampftemperatur: 81°.				
	Chemiker Dr. Arndt	Masch.-Lab., Assistent Dr. ing. Bendemann				Chemiker Dr. Arndt	Masch.-Lab., Assistent Dr. ing. Bendemann			
		1	2.	3.	Mittel		1.	2.	3.	Mittel
CO ₂	1,7	1,4	1,8	1,0	1,4	1,6	1,2	1,2	—	1,2
O ₂	0,2	0,4	0,4	0,3	0,4	0,2	0,6	0,4	—	0,5
CO	28,7	28,0	26,6	26,9	26,8	30,7	31,8	31,7	—	31,7
CH ₄	1,6	3,4	—	3,4	3,4	0,7	1,2	Spur	0	0,4
H ₂	12,1	11,2	—	10,7	11,0	11,0	11,6	11,1	11,7	11,4
N ₂	55,7	55,6	—	58,7	57,0	55,8	53,7	55,6	55,0	54,8

Die Messung der Gasmenge erfolgte durch eine geeichte Gasuhr von Pintsch, welche mit Einrichtungen versehen worden war, um die Gasstöbe möglichst zu beseitigen, was in durchaus befriedigender Weise gelungen ist.

Der Heizwert des Gases wurde fortlaufend durch ein Junkersches Kalorimeter ermittelt und zur Kontrolle aus der chemischen Analyse des Gases berechnet.

Die genaue Ermittlung des Brennstoffverbrauchs bei größeren Generatoren ist nicht ganz einfach. Einerseits haben sich bei dem untersuchten Generator Schwierigkeiten in bezug auf das vollständige Abschlacken während des Betriebes ergeben, andererseits bedingt die Art des Generatorverschlusses mit dem sich nach innen öffnenden Kegel eine unvermeidliche wenn auch unerhebliche Ungenauigkeit.

In Tabelle II sind 3 mit der Anlage im Beharrungszustand durchgeführte Versuche mitgeteilt. Die Versuche 5 und 6 sind mit annähernd gleicher Belastung und gleicher Verdampftemperatur von 82° durchgeführt; bei Versuch 5 ist als Brennmaterial Anthrazit und Koks, bei Versuch 6 dagegen nur Anthrazit verwendet worden. Bei Versuch 7 ist die Temperatur des aus dem Verdampfer überfließenden Wassers von 82° auf 93,7° erhöht worden. Bei höherer Temperatur des in dem Verdampfer erwärmten Wassers beladet sich die darüberstreichende Saugluft mit mehr Wasserdampf, wodurch der Wasserstoffgehalt des Gases steigt. Bei Versuch 7 war der Hgehalt so hoch, daß ein Dauerbetrieb ohne Selbstzündungen nur bei 73% Last aufrecht erhalten werden konnte. Bei noch weiterer Erhöhung der Verdampfer-

temperatur über 94°, also noch größerem Hgehalt, war selbst bei der verminderten Last ein Betrieb ohne Selbstzündungen nicht mehr durchzuführen.

In welcher Weise die Temperatur des Ablaufwassers, d. h. die dem Generator zugeführte Dampfmenge, die Verhältnisse im Generator beeinflusst, ist für die Versuche 6 und 7 in Tabelle IV mitgeteilt. Bei einer Temperatur des Ablaufwassers aus dem Verdampfer von 81°

Tabelle IV.
150 pferdige Sauggasanlage. Wärmebilanz des Generators und Gasanalysen.

	Versuch Nr. 6		Versuch Nr. 7	
	WE-St.	%	WE-St.	%
Zugeführt:				
Brennstoffmenge \times unterer Heizwert	528 000	100	431 000	100
Abgeführt:				
Gasmenge \times unterer Heizwert	436 000	82,6	363 000	86,2
Verlust durch Abkühlung des Gases hinter dem Verdampfer	5 500	1,0	4 800	1,1
Verlust durch überflüssig erwärmtes Ablaufwasser	23 900	4,5	7 300	1,7
Nicht nachgewiesen	62 600	11,9	45 900	11,0
Temperatur des Ablaufwassers aus dem Verdampfer	81° C		93,7° C	
Nutzeffekt des Generators	82%		86%	
Zusammensetzung des Gases (Mittelwerte der Analysen)				
	6		7	
Volumen-Gehalt an CO ₂	1,6%		4,7%	
„ O ₂	0,3 „		0,4 „	
„ CO	31,0 „		27,4 „	
„ H ₂	12,4 „		18,5 „	
„ CH ₄	0,5 „		0 „	
„ N	54,5 „		49,0 „	
Daraus berechnet:				
Oberer Heizwert WE/cbm	1362		1399	
Unterer „ „	1398		1310	
Spezifisches Gewicht kg/cbm bei 0° u. 760 mm	1,120		1,086	

enthielt das Gas 12,4% Wasserstoff und nur 1,5% Kohlensäure. Durch Steigerung der Temperatur auf 93,7° stieg der Wasserstoffgehalt auf 18,5%, gleichzeitig aber auch der Kohlensäuregehalt auf 4,7%. Die Erhöhung des Wasserstoffgehaltes bewirkte eine Zunahme des mittleren unteren Heizwertes des Gases von 1275 WE auf 1324 WE/cbm (siehe Tabelle II) und der Nutzeffekt des Generators stieg von 82% auf 86%.

Die Steigerung des Nutzeffektes des Generators wird hauptsächlich erzielt infolge der geringeren Wärmeabführung durch das überschüssige, erwärmte Ablaufwasser.

Zur Klärung der ziemlich verwickelten Verhältnisse im Generator, insbesondere auch der thermischen Vorgänge im Innern, müssen noch eine ganze Reihe von Versuchen durchgeführt werden. Immerhin lassen die mitgeteilten Ergebnisse in gewisser Beziehung bereits einen Zusammenhang erkennen.

Bei den in Tabelle II aufgeführten Versuchen, die nur die Verbrauchszahlen während des Betriebes angeben, ist der Verbrauch des Generators im Ruhezustand und beim Anblasen nicht berücksichtigt. Um ein Bild hierüber zu gewinnen, sind noch einige (wirtschaftliche) Dauerversuche (Tabelle V) durchgeführt, bei denen der Verbrauch für Abbrand in Ruhe und Anblasen mit eingeschlossen ist. Dieser Verbrauch in den Ruhepausen und für die Zeit des Anblasens ist allerdings auf das notwendige Mindestmaß beschränkt worden. Der Abbrand während der Ruhe ist beispielsweise abhängig von dem Einstellen der Luftzuführungsklappe

Tabelle V.
150 pferdige Sauggasanlage. Ergebnisse der wirtschaftlichen Dauerversuche.
Mai 1906.

Brennstoff: Anthrazit.	Versuch Nr.		
	2	3	4
Betriebsdauer, Tage à 9½ Stunden	3 Tage	4 Tage	2 Tage
Ruhezeit	2 Nächte	4 Nächte 1 Sonntag	1 Nacht
Belastung KW	52	100 normale Belastung	109
Wirkungsgrad der Dynamomaschine	0,89	0,905	0,91
Effektive Nutzleistung PS _e	79	150	163
Gesamtleistung während der Versuchszeit . PS _e -St.	2230	5680	3070
Gesamter Anthrazitverbrauch einschl. Abbrand- und Anblaseverluste kg	1606	2500	1510
Deagl. pro PS _e -St. kg	0,730	0,516	0,492

des Generators, das der Witterung entsprechend geschehen muß. Bei dem in Tabelle V mitgeteilten Versuch 3 wurden die Abbrand- und Anblaseverluste gesondert bestimmt. Die Ruhezeit betrug 4 Nächte und einen Sonntag. Der Verbrauch des Generators während dieser Ruhezeit ergab sich zu 66 kg d. s. 2,3% des Gesamt-Anthrazitverbrauchs bei normaler Belastung. Der Brennstoffverbrauch bei 4 maligem Anblasen und Anfahren ergab sich zu 240 kg, d. s. 8,2% des Gesamt-Anthrazitverbrauchs bei normaler Belastung. Die gesamten Anblase- und Abbrandverluste betragen daher 10,5% des Gesamtverbrauchs während einer Versuchsperiode von 4 Betriebstagen à 9½ Stunden mit dazwischenliegender Ruhezeit von 4 Nächten und einem Sonntag.

Großgasmaschinenbetrieb mit Hochfengas.

Von weittragender wirtschaftlicher Bedeutung für die Hüttenwerke ist die unmittelbare Ausnutzung der Hoch- und Koks-fengase zu Kraftzwecken in Großgasmaschinen.

In Hüttenbetrieben stehen für jede Tonne erzeugten Roheisens nach Abzug der Gichtverluste und des zur Wiederhitzung erforderlichen Gases etwa 2500 cbm Gichtgas von 800 bis 1000 WE/cbm zur Verfügung. Diese Gasmenge würde bei Dampfanlagen nur etwa 300 PS/Std. erzeugen, während sie bei unmittelbarer Ausnutzung in der Gasmaschine etwa 900 PS/Std. leisten kann.

Da das Hochfengas keinen Teer enthält, sondern nur Wasserdampf und Gichtstaub, von denen es auf einfache Weise befreit werden kann, so brauchen die Hochfengasmaschinen

weniger oft gereinigt zu werden als Generator-Gasmaschinen. Bei sachgemäß ausgeführten Gasreinigungsanlagen können die Maschinen einige Monate lang in Betrieb gehalten werden, ohne daß man irgendwelche Reinigung an ihnen vornehmen muß. Außerdem enthält das Hochofengas keinen Wasserstoff, hat daher geringeren Heizwert als das Generatorgas. Die Maschinen sind infolgedessen selbst bei großer Compression keinen Vorzudungen ausgesetzt.

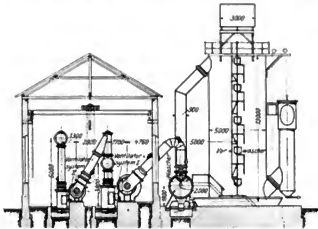


Fig. 18.

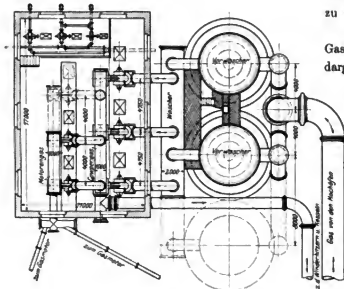


Fig. 19.
Hochofengasreinigung für Motorenbetrieb.

bis 0,5 g/cbm Staub gereinigt werden, was durch ein System I von Ventilatoren mit Wasserspritzung für diese Zwecke vollständig ausreichend geschieht; der zum Betrieb der Gasmaschine dienende Teil des Gases wird durch ein zweites Ventilatorsystem mit Wasserspülung auf 0,02 bis 0,03 g/cbm entstaubt. Die Kosten der Reinigung stellen sich auf etwa 7,5 Pfg. für 1000 cbm Gas.

Seit mehreren Jahren haben sich die bereits in zahlreichen Ausführungen vorhandenen, von der Maschinenfabrik Zschoske in Kaiserslautern gebauten Hochofen-Gasreinigungs-Apparate gut bewährt, die ich als Beispiel anführe.

Das zu reinigende Hochofengas hat eine Anfangstemperatur von 120—150° C, einen Wasserdampfgehalt von 70—80 g und einen Staubgehalt von 6—8 g auf 1 cbm Gas. Die Reiniger haben den Zweck, das Gas auf 20—25° C abzukühlen, den Wasserdampf niederzuschlagen und den Staubgehalt für Motorenbetrieb auf ungefähr 0,02—0,03 g/cbm zu verringern.

In Fig. 18 und 19 ist eine Zschoskesche Gasreinigung für 60 000 cbm/Std. Gas dargestellt. Das Gas durchströmt, nachdem es die Trockenreiner, sog. Staubecke, verlassen hat, zunächst zwei Vorwäscher, in denen seine Temperatur durch Wasserberieselung auf etwa 20—25° C heruntergebracht und der Wasserdampf bis auf rund 20 g/cbm ausgeschieden wird. Der angefeuchtete Staub fällt in den hinter den Vorwäschern eingeschalteten Wäschern bis auf rund 2 g/cbm leicht aus. Für den Betrieb der Cowper-Apparate und Dampfkessel muß das Gas bis auf 0,3

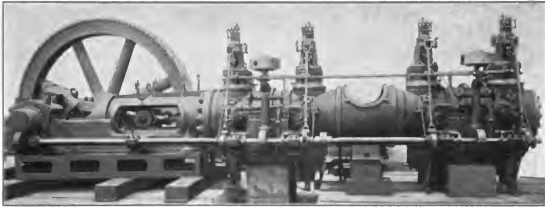


Fig. 20.

Hochofengasmaschine in Tandemanordnung (Bauart Deutz, doppelwirkende Viertaktmaschine).

Außer auf Hüttenwerken haben sich die Gasmaschinen auch auf Kohlenzechen zur Ausnutzung der Koksofengase Eingang verschafft, wenn es auch erst nach längeren Versuchen gelungen ist, das Koksofengas genügend von Teerrückständen zu befreien. Allerdings sind die Reinigungsanlagen hier stets umständlich.

Eine Tonne verkokte Kohle (oberschlesische) ergibt etwa 420 cbm Gas von 3000 bis 4000 WE/cbm Heizwert. Einer jährlichen Kokszeugung in Deutschland von etwa 15 000 000 t entspricht demnach, wenn man die für die Heizung der Koksöfen selbst erforderliche Gasmenge abzieht, eine Kraftleistung von etwa 300 000 PS. Man erkennt hieraus die ungeheure Bedeutung des Gasmaschinenbetriebes für die Wirtschaftlichkeit der Hüttenwerke.

Als Beispiele von großen Hochofengasmaschinen führe ich im Bild an eine zweizylindrige doppelwirkende Viertaktmaschine in Tandemanordnung von Deutz (Fig. 20), eine

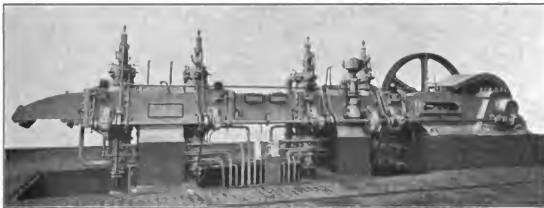


Fig. 21.

Hochofengasmaschine, Bauart Cockerill (1200 PS, doppelwirkende Viertaktmaschine).

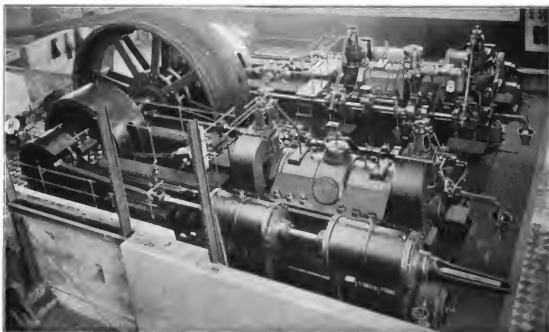


Fig. 22.

Zweizylinderige, doppeltwirkende Zwicklakt-Maschine, Bauart Körting (5000 PS).

ebensolche von 1200 Nutzpferden aus der Fabrik der Gesellschaft Cockerill in Seraing (Fig. 21) und eine 2000 pferdige Zweitaktmaschine von Gebr. Körting, welche auf den Differdinger Walzwerken in Betrieb ist (Fig. 22).

Dieselmotoren.

Die anfänglichen Schwierigkeiten mit den Sauggasmaschinen sowie die immer steigenden Forderungen der Aufsichtsbehörden haben der Verwendung der Dieselmotoren, namentlich für Blockstationen in Städten in jüngster Zeit erheblichen Vorschub geleistet. Dies wird noch dadurch begünstigt, daß die Dieselmotoren infolge des Fortfalls der Generator-Anlagen weniger Raum in Anspruch nehmen und einen sehr reinlichen, einfachen Betrieb gestatten, der durch die neuerdings in Aufnahme gekommene Verwendung von Paraffinöl auch erheblich wirtschaftlicher als wie mit Petroleum durchgeführt werden kann.

Diese Paraffinöle werden als Nebenprodukte der Braunkohlenindustrie (Riebecksche Montanwerke, Aktien-Gesellschaft, Halle a. S.) gewonnen. 100 kg dieses Öls, das ungefähr einen Heizwert von 9500—9800 Cal. hat, kosten beispielsweise in Berlin Mk. 10.—. Auf meine Veranlassung sind kürzlich im Maschinen-Laboratorium der Kgl. Technischen Hochschule Charlottenburg von dem Studierenden P. Rieppel Versuche mit Paraffinölen von 1,62% bis 15,15% Paraffingehalt in bezug auf das Verhalten des Dieselmotors bei Betrieb mit Ölen von verschiedenem Paraffingehalt durchgeführt worden.

Es ergab sich dabei, daß selbst bei dem größten Paraffingehalt, der dazu zwang, das Öl etwas vorzuwärmen, irgend welche Anstände im Betrieb nicht auftraten. Mit einem Öl von

3,5% Paraffingehalt wurde ein Dauerversuch von 50 Stunden durchgeführt, ohne das eine Verschmutzung der Ventile oder der Auspuffleitung in höherem Maße festzustellen war, als dies bei Betrieb mit Petroleum der Fall ist. Paraffinöl mit einem höheren Paraffingehalt als 3,5% dürfte für industriellen Betrieb nicht in Frage kommen, da es bei einem höheren Prozentsatz wirtschaftlicher ist, die Öle zwecks Paraffingewinnung zu raffinieren.

Im Gegensatz zum Betrieb mit Petroleum konnte sogar konstatiert werden, das die höhere Viscosität der Öle insofern günstig wirkt, als die aus den Brennstoffventilen austretende Einspritzluftmenge geringer war und die bei dem Versuchsmotor knapp bemessene Luftpumpe, die für Petroleumbetrieb kaum ausreichte, bei Betrieb mit Paraffinöl vollständig genügte. Verbrauchszahlen von Dieselmotoren an Paraffinöl sind in den weiter unten folgenden Schaubildern Fig. 33, 34 und 35 mitgeteilt.

Dampfturbinen.

Während im Hüttenbetrieb die Dampfmaschine und mit ihr der Dampftrieb überhaaupt, sowohl wegen der ungleich besseren — weil unmittelbaren — Ausnutzung des Gases in der Gasmaschine als auch wegen Fortfalles der ungeheuern Wärmeverluste, die von den weit verzweigten Dampfleitungen veranlaßt werden, durch die Gasmaschine allmählich verdrängt werden wird, kämpft sie bei Grobkraftwerken mit einem andern Gegner, der Dampfturbine, und es scheint, das auch hier der Kampf zu ihren Ungunsten ausfallen wird.



Fig. 23.
Neue 800 KW Rateau-Oerlikonturbine der Zeche Holland.

Die Turbinensysteme lassen sich im wesentlichen als Reaktions- und als Aktionsturbinen kennzeichnen. Als Vertreter der ersteren sind die Parsonsturbinen zu nennen, die bereits in vielfachen Ausführungen und in gewaltigen Einheiten bis zu 10000 PS im Betrieb sind und die praktische Brauchbarkeit der Dampfturbinen auch für große Leistungen erwiesen haben. Die übrigen gegenwärtig ausgeführten Turbinensysteme beruhen im wesentlichen auf Aktionswirkung des Dampfstrahls.

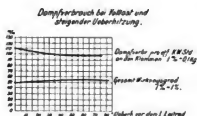


Fig. 24.

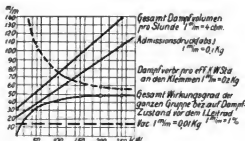


Fig. 25.

Versuchsergebnisse mit der 800 KW Rateau-Turbine.

Fig. 23 stellt eine neuere von der Maschinenfabrik Oerlikon für die Zeche Holland (Ruhrgebiet) gebaute Rateauturbine von 800 KW dar. In den Fig. 24 und 25 sind die mit dieser Turbine bei den Abnahmeversuchen gewonnenen Versuchsergebnisse veranschaulicht.



Fig. 26.
500 kW Curtisturbine.

Fig. 26 zeigt die amerikanische Bauart der Curtisturbine mit vertikaler Welle. Eine große Elektrizitätsgesellschaft in Deutschland führt dieses System mit horizontaler Welle aus.

Wenn auch zwischen den verschiedenen Turbinensystemen gegenwärtig noch erhebliche Verschiedenheiten bestehen, so ist doch wahrscheinlich, daß im Laufe der nächsten Jahre eine Annäherung der Systeme und eine größere Einheitlichkeit zu erwarten sein dürfte, indem die Vorteile der einzelnen Systeme, z. B. für die Hoch- oder Niederdruckstufe, zu zweckmäßigen Kombinationen führt.

Solche Bestrebungen führten in Amerika bereits zum Bau der Holzwarthturbine, die in Fig. 27 dargestellt ist und die sich von den in den Oberstufen nur teilweise beaufschlagten Rateau- und Zoellyturbinen dadurch unterscheidet, daß sie hier voll beaufschlagt ist. Die in der Oberstufe teilweise, und zwar nur auf einem geringen Teil des Umfangs beauf-

schlagten Rateauräder geben bei den verhältnismäßig großen Raddurchmessern erhebliche Reibungsverluste, wie die in Bericht III mitgeteilten Versuche erkennen lassen. Bei der voll beaufschlagten Turbine sind diese Verluste vermindert.

Es bestehen auch Bestrebungen, das Aktions- und das Reaktionsprinzip zu vereinigen, indem für die Oberstufe der Turbine das Aktions- und für die Unterstufe, wo der geringen Spannung und der großen Volumina wegen die Undichtigkeitsverluste unerheblich sind, das



Fig. 27.
Holzwarthturbine.

Reaktionsprinzip zur Anwendung kommt. Neuere Versuche mit Dampfturbinen bis 600 KW sind in der Tabelle VI mitgeteilt, der einige Kolbenmaschinen beigefügt sind, um den Vergleich zwischen beiden Maschinensystemen zu ermöglichen.

Wärmeausnutzung in der Dampfturbine und in der Kolbenmaschine.

Die Wärmeausnutzung in der Dampfturbine ist heute bereits der in der Dampfmaschine gleichwertig. In Fig. 28 ist der Dampf- und der Kohlenverbrauch einer von Gebr. Sulzer für die Berliner Elektrizitätswerke gebauten 4—6000 pferdigen Dreifach-Expansionsdampfmaschine mit dem einer Parsonsturbine des Elektrizitätswerkes Frankfurt a.M. von 3000 KW vergleichsweise zusammengestellt. Beide Maschinen arbeiten vor dem Absperrventil mit auf 300° überhitztem Dampf von nahezu demselben Druck und mit gleicher Leistung, eignen sich also besonders gut für einen Vergleich. Die mir von Gebr. Sulzer freundlichst überlassenen Ergebnisse der Abnahmeversuche der Dreifach-Expansionsmaschine sind in folgender Zusammenstellung mitgeteilt.

(1030/1525 × 2 × 1850) Zyl. Durchm. × 1700 Hub, n = 83.

Datum des Versuchs	7. Juli 1904	8. Juli 1904
Dampfdruck	12,7 at	12,2 at
Dampf Temperatur	300° C	300° C
Vakuum	69,2 cm	68,6 cm
Touren pro Minute	82,14	82,8
Leistung in PS indiziert	5175	4169
Dampf pro PS ₁ /Std.	4,06 kg	3,95 kg
Indizierte Leistung bei Leerlauf	394	394
PS effektiv	4781	3775
Dampf pro PS effektiv und Stunde	4,4 kg	4,36 kg

Der Dampfverbrauch der Parsonsturbine ist ebenfalls bei den Abnahmeversuchen festgestellt worden.

Für beide Maschinen ist zur Ermittlung des Kohlenverbrauchs ein Wirkungsgrad der Kessel von 75%, ein Verlust in den Rohrleitungen usw. von 3% angenommen. Zur Ermittlung der Nutzleistung der Turbine ist als Wirkungsgrad der Dynamo 95% vorausgesetzt. Während der Dampf- und der Kohlenverbrauch der Dampfmaschine und der Dampfturbine bei der Normalleistung gleich sind, verhält sich die Dampfmaschine bei geringeren Leistungen günstiger als die Turbine. Wenn demnach auch die Brennstoffausnutzung der Dampfturbine und der Dampfmaschine bei Vollbelastung vorläufig als gleichwertig angesehen werden kann, so ist doch die Dampfturbine der Dampfmaschine in diesem Falle wirtschaftlich überlegen, weil bei ihr durch allerdings nicht erheblich geringere Herstellungskosten, geringeren Fundament- und Raumbedarf die Gesamtanlagekosten und durch erhebliche Einschränkung des Ölbedarfs auch die Betriebskosten bei ausreichender Belastung niedriger ausfallen als bei der Dampfmaschine.

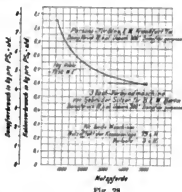


Tabelle VI.
 Neuere Versuche mit Dampfturbinen und Kolbenmaschinen

Bauart der Turbine	Belastung in % der vollen Last	Minut- liche Touren- zahl	Dampf- Temper- atur vor Ventil ° C	Druck vor Ventil Atm. abs.	Über- hitzung ° C	Erzeu- gungs- wärme pro 1 kg Dampf ¹⁾ λ	Vakuum cm Hg.	Baro- meter stand cm Hg.	Konden- sator- spannung Atm. abs.	
Rateau 360 KW (Versuch vom 19./21. Juli 1904)	100	3000	272	11,6	87	705	59,3	77,0	0,241	
	102,4	3000	296	11,1	108	712	62,8	•	0,193	
	74,8	3000	270	13,3	79	703	61,8	•	0,207	
	50,5	3000	271	14,0	77	703	61,7	•	0,208	
	50,5	3000	288	14,45	92	711	67,9	•	0,124	
	0	3000	264	12,1	77	701	66,1	•	0,148	
Parsons 375 KW " 360 " " 300 " " 300 "	100,0	3000	—	11,8	—	664	69,6	76,2	0,090	
	100,0	3000	263	11,56	78	700	69,8	•	0,087	
	102,6	3360	226	11,6	40	682	70,7	•	0,075	
	53,0	3151	222	11,7	36	681	71,8	•	0,060	
	101,0	3430	234	10,9	51	687	44,2	•	0,485	
	50,7	3255	229,5	11,1	46	685	44,2	•	0,435	
	101	3000	—	11,0	—	663	56,7	•	0,205	
	101	3000	—	11,2	—	663	64,4	•	0,190	
	104	3000	215	11,6	30	677	70,9	•	0,072	
	77	3000	214	11,8	28	677	70,5	•	0,078	
51,5	3000	207	11,6	22	673	70,9	•	0,072		
Zoelly 500 PS	100	2872	246	12,5	57	692	66,8	71,5	0,064	
	100	2973	257	12,8	67	696	66,7	•	0,065	
	100	2968	225	10,95	42,5	682	66,4	•	0,069	
	78	2960	246	9,96	68	694	56,8	•	0,213	
Curtis 660 KW	100	1800	245	10,85	64	682	72,5	77,0	0,061	
Rateau 500 KW	96,2	1500	—	16,0	—	667	40,8	76,7	0,496	
	70,7	1500	—	15,9	—	667	51,5	•	0,343	
	50,7	1500	—	15,9	—	667	52,2	•	0,333	
	31,1	1500	—	16,75	—	666	59,5	•	0,283	
	0	1500	—	15,9	—	667	64,4	•	0,167	
Westinghouse Parsons 400 KW nach Mailloux, New-York.	108,5	—	182,7	9,7	trockenges	662	68,6	76,2	0,103	
	66,5	—	181,8	9,76	•	662	68,6	•	0,103	
	88,8	—	181,2	9,55	•	661,5	68,6	•	0,103	
	108,8	—	182,8	10,0	•	662	66,1	•	0,187	
	87,8	—	183,3	10,1	•	662	66,1	•	0,187	
64,5	—	183,3	10,2	•	662	66,1	•	0,187		
Dampfmachines	Rice und Sargent	—	103,3	378	10,25	195	756	63,8	76,5	0,173
	Sulzer Tandem	—	110	303	9,86	125	721	67,1	76,2	0,124
	Sulzer Dreifach-Expansion	—	65,6	197	12,9	7	668	88,4	72,3	0,063
	Porter Allen Dreifach-Expansion	—	—	—	13,3	—	658	66,8	75,6	0,120

¹⁾ Von Wasser von 0° ab gerechnet.

Tabelle VI.

mittlerer Größe bei verschiedenen Belastungen.

Dampfverbrauch kg pro		Belastung		Wirkungsgrade		Druck	Temp.	Über- bitz.	Zum Vergleich Dampfverbrauch pro		Bemerkungen
1 KW. Std.	1 elektr. PS-Std.	KW	elektr. PS	therm. Wir- kungs- grad %	Güte- grad	hinter kg/qcm	Regulier- ventil ° C		1 Brems- PS-Std.	1 ind. PS-Std.	
									$\%_{dyn} = 0,90$	$\%_{mech} = 0,9$	
9,97	7,33	349,4	474	12,3	53,8	10,5	—	—	6,69	5,94	19. Juli 1904
9,32	6,85	356,5	485	13,1	55,8	10,2	270	90,5	6,16	5,55	21. „ „
10,45	7,68	260,4	354	11,8	49,7	8,3	—	—	6,91	6,22	19. „ „
11,71	8,63	175,6	239	10,51	43,9	6,1	—	—	7,77	6,99	
10,4	7,65	176,0	239,5	11,71	44,2	5,8	268	101,5	6,88	6,30	21. „ „
Insgesamt 528 kg = 15,2% der vollen Last		0	0	0	0	0,96	—	—	—	—	19. „ „
9,78	7,18	376,9	512,5	13,38	50,0	—	—	—	6,46	5,82	Nacheinem Parsons Prop. Dundee Turbine
8,72	6,41	374,06	509	14,29	52,6	—	—	—	5,77	5,19	
9,36	6,88	359,5	489	13,58	50,2	—	—	—	6,19	5,57	
10,62	7,92	185,5	252,3	11,96	42,5	—	—	—	7,04	6,33	Penn. Salt Co.
11,57	8,51	353,5	490,5	10,90	57,0	—	—	—	7,66	6,89	Wechselstrom
14,77	10,87	177,2	241	8,56	44,8	—	—	—	9,79	8,81	
11,59	8,52	303,4	412	11,28	52,8	—	—	—	7,67	6,90	Wechselstrom
10,95	8,06	308,15	412	11,92	49,8	—	—	—	7,26	6,53	
9,09	6,68	312,1	424,5	14,1	51,8	—	—	—	6,01	5,41	de Beers Dynamit- Werke
9,72	7,15	231,8	315	13,2	48,8	—	—	—	6,44	5,79	
10,76	7,91	154,5	210	12,0	44,0	—	—	—	7,12	6,41	
8,61	6,33	391,7	532	14,5	45,5	9,5	215	39	5,70	5,13	Stodola
8,33	6,12	389,6	529,5	14,96	48,3	9,5	218	41	5,51	4,96	
8,97	6,60	390,4	531	14,15	48,1	9,5	215	39	5,94	5,35	
10,44	7,68	305,4	415	11,95	52,6	9,2	221	46	6,91	6,22	
8,35	6,14	600	897	15,0	52,6	—	—	—	5,53	4,98	Stodola
14,92	10,98	481,2	655	8,7	42,8	10,5	—	—	9,88	8,89	Versuche vom 29. Juli 1904
14,94	10,99	353,5	490	8,7	39,6	7,6	—	—	9,89	8,90	
16,04	11,80	258,7	344,5	8,1	36,7	5,95	—	—	10,62	9,56	
18,12	13,33	155,2	211,2	7,2	30,2	4,2	—	—	12,0	10,80	
Insgesamt 992 kg = 13,7% der vollen Last		0	0	0	0	10,6	—	—	—	—	
9,70	7,12	434	590	13,5	53,7	—	—	—	6,66	5,99	$\%_{dyn} = 93,5\%$
10,67	7,85	266	362	12,2	48,8	—	—	—	7,14	6,43	„ = 91,0 „
10,01	7,37	356	488	13,0	52,1	—	—	—	6,82	6,14	„ = 92,5 „
9,91	7,38	435	591	13,2	52,3	—	—	—	6,81	6,13	„ = 93,5 „
10,36	7,62	351	477	12,6	50,1	—	—	—	7,05	6,34	„ = 92,5 „
11,05	8,13	258	351	11,8	45,8	—	—	—	7,40	6,65	„ = 91,0 „
—	(5,5)	Indizierte PS 474,5	15,3	62	—	—	—	—	(4,94)	4,43	Jacobus & Wood Eng. News 2 Oktober 1902, S. 269 A. S. M. E. 1897 S. 810
—	(6,05)	519,0	14,6	59,7	—	—	—	—	(5,44)	4,90	
—	(6,02)	683,0	15,85	53,2	—	—	—	—	(5,42)	4,88	
—	(7,72)	574,4	12,55	49,7	—	—	—	—	(6,93)	6,24	

*

Lehrreich für den Vergleich der Raum- und Fundamentbeanspruchung einer gleich starken amerikanischen Westinghouse-Turbine und einer Dampfmaschine amerikanischer Bauart ist Fig. 29, die allerdings in etwas karikiertem Weise die Verhältnisse darstellt.

Da der Dampf in der Turbine keiner Ölung bedarf, wird hier bei Verwendung von Oberflächenkondensatoren ein kristallklares Kondensat erzielt, das unmittelbar wieder in die

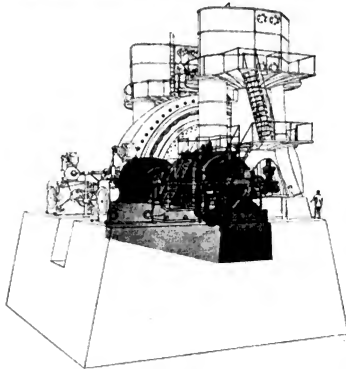


Fig. 29.

Kessel gespeist werden kann. Außer dem geringeren Raumbedarf der Turbinen bedingt dieser Umstand sowie der Fortfall der hin- und hergehenden Massen mit die große Bedeutung der Dampfturbinen für Schiffe.

Die Dampfturbinen eignen sich der hohen Tourenzahl wegen vorzüglich zum direkten Antrieb von Dynamos, und die Einführung der Turbinen hat in bezug auf die Konstruktion raschlaufender Dynamos hohe Anforderungen an die Elektrotechnik gestellt. Besonders der Bau von funkenlos laufenden Gleichstromgeneratoren bereitet bei diesen hohen Umlaufzahlen große Schwierigkeiten, zum Unterschied von Dreh- und Wechselstromgeneratoren, die konstruktiv verhältnismäßig einfacher aufzubauen sind. Ferner

erfordert die Wärmeabführung aus den Dynamos häufig noch besondere Ventilationseinrichtungen.

Die Wärmeausnutzung in der Dampfturbine wird wesentlich dadurch begünstigt, daß die Turbine in der Niederdruckstufe (zwischen atmosphärischem Druck und Kondensatorspannung) günstiger arbeitet als die Kolbenmaschine. Während man sich bei letzterer, um nicht fast unansführbare Zylinder- und Steuerungsabmessungen mit sehr großen Reibungsverlusten zu erhalten, am Ende der Expansion einen großen Spannungsabfall und im Niederdruckzylinder erhebliche Abkühlungsverluste gefallen lassen muß, dehnt die Dampfturbine den Dampf vollständig bis zur Kondensatorspannung nahezu ohne Verluste aus und nimmt die dabei auftretenden großen Dampfvolümina ohne Schwierigkeiten auf.

Die Turbinen sind daher sehr dankbar für eine gute Luftleere, und das Bestreben der Konstrukteure geht dahin, ihre Kondensationseinrichtungen so auszubilden, daß sie die bei einem hohen Vakuum von 90—95% auftretenden großen Dampfvolümina mit dem geringsten Spannungsverlust im Kondensator aufnehmen und niederschlagen. Die Erzeugung eines hohen Vakuums ist aber an eine große Menge kalten Kühlwassers gebunden und

die Turbinenfabriken schreiben in ihren Garantien kaltes Wasser von 15° C vor. Tatsächlich nimmt der Dampfverbrauch mit dem Steigen des Gegendruckes im Kondensator bei den Turbinen sehr erheblich zu, und zwar rascher als bei den Kolbendampfmaschinen.

Einen Vergleich in dieser Beziehung gibt die Fig. 30, in der die Ergebnisse von Versuchen mitgeteilt sind, die an einer 200pferdigen Dreizylindermaschine, einer 350 KW Rateauturbine und einer 300 KW Parsonsturbine mit verschiedenen Kondensatorspannungen ausgeführt worden sind. Während der Dampfverbrauch pro PSI/Stunde der Dampfmaschinen mit dem Gegendruck im Kondensator verhältnismäßig langsam ansteigt, wächst er in der Parsonsturbine rascher und etwa in demselben Maße, wie er sich in der Dampfmaschine rechnermäßig bei als gleich angenommenen Strömungs- und Wandungsverlusten ergeben würde.¹⁾ Bei der Rateauturbine nimmt er noch rascher zu als bei der Parsonsturbine.

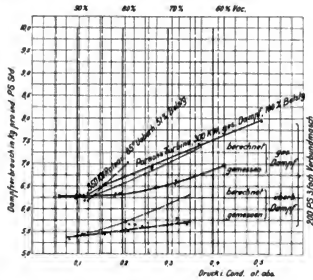


Fig. 30. Dampfverbrauch von Kolbenmaschinen und Dampfturbinen bei verschiedenen Vakua.

Die oben erörterten günstigen Eigenschaften der Niederdruckturbine in bezug auf die Aufnahme großer Dampfvolümina bei niedriger Kondensatorspannung haben Rateau, dessen hervorragende Arbeiten auf dem Gebiete der Turbinentheorie, auch in bezug auf Pumpen und Kompressoren, in Deutschland nicht genügend gewürdigt werden,

veranlaßt, solche Turbinen mit Kondensation zur Ausnutzung des Abdampfes von Auspuffmaschinen zu verwenden. Um auch bei Auspuffmaschinen mit Betriebspausen, z. B. Fördermaschinen, ununterbrochenen Turbinenbetrieb durchführen zu können, hat Rateau seine Wärmespeicher entworfen, im wesentlichen groÙe, schmiedeeiserne Zylinder, die mit Wassermassen angefüllt sind.

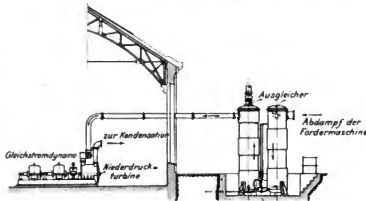


Fig. 31. Rateau-Niederdruckturbinen mit Wärmespeicher.

Fig. 31 stellt eine solche Rateau-Niederdruckturbine mit Kondensation in Verbindung mit einem Wärmespeicher dar, die auf den Gruben von Bruay in Nordfrankreich eine Dynamomaschine betreibt und durch den Abdampf einer Fördermaschine gespeist wird. Das Dia-

¹⁾ Siehe Bericht II.

gramm. Fig. 32, läßt die Ausgleicherwirkung erkennen; bei zu langen Betriebspausen genügt diese nicht, und es wird gedrosselter Frischdampf durch ein selbsttätiges Ventil zugesetzt: ein nicht gerade wirtschaftliches Hilfsmittel. Mit 17 kg

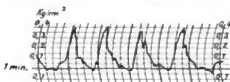


Fig. 32.

zugute kommt, während in dem Fall der Niederdruckturbine die Dampfmaschine mit Auspuff, also wesentlich ungünstiger arbeitet. Bei neueren Rateanlagen (Rombach) wird sogar vor der Turbine mit noch höherem Druck und zwar Vakuum, aber nur mit 0,4 kg gearbeitet.

Insbesondere auf Hütten und Bergwerksanlagen lassen sich mit dieser Einrichtung erhebliche wirtschaftliche Ersparnisse erzielen, wenn kaltes Kühlwasser in genügender Menge zur Verfügung steht. In vielen Fällen ist dies aber nicht der Fall, sondern das Kühlwasser muß rückgekühlt werden. Dann würde ein Niederdruckdampfzylinder mindestens die gleichen Dienste leisten wie die Niederdruckturbine.

Brennstoff- und Ölverbrauch, Brennstoffkosten von Wärmekraftmaschinen mittlerer Größe.

Einen Vergleich des Brennstoff- und des Wärmeverbrauchs für 1 PS_e/Std. einiger Wärmemotoren mittlerer Größe bei verschiedenen Belastungen ermöglichen die in den Fig. 33 und 34 wiedergegebenen Schaubilder. Aufgeführt sind:

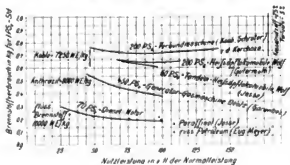


Fig. 33.

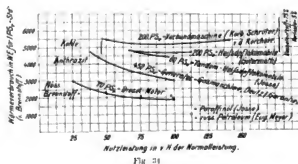


Fig. 34.

1. Die von Schröter und Koob untersuchte und von van den Kerckhove erbaute 200 PS-Verbund-Dampfmaschine mit Heißdampf betrieb, deren Wärmeverbrauch bis jetzt von anderen ortsfesten Dampfmaschinen dieser Größe nicht erreicht worden ist. Die für diese Maschine ermittelten Wärmeverbrauchszahlen sind unter Annahme eines Nutzeffekts der Kessel, einschließlich Überhitzer, von 75% und eines Wärmeverlustes von 5% in Kohlenverbrauch umgerechnet. Der hier angenommene Wirkungsgrad der Kesselanlage und der Rohrleitung entspricht ungefähr den bei großen Elektrizitätswerken gemachten Betriebserfahrungen.

2. Eine 200pferdige Wolfsche Heißdampflok mobile, untersucht von Gutermuth in Darmstadt.

3. Die von mir untersuchte Wolfsche Tandem-Heißdampflokobile von 60 PS mit doppelter Überhitzung.

Für den Wärmeverbrauch im Brennstoff dieser drei Dampfmaschinen ist Kohle von 7250 WE kg zugrunde gelegt.

4. Mit diesen Dampfmaschinen in Vergleich gestellt ist eine 450 PS-Generatorkraftanlage der Gasmotorenfabrik Deutz, für die mir nur die Garantiezahlen zur Verfügung stehen.

5. Ein 70 PS-Dieselmotor für Betrieb mit flüssigem Brennstoff, Paraffinöl oder russischem Rohöl.

In bezug auf das pro PS_e/Std. verbrauchte Brennstoffgewicht stellt sich hiernach am günstigsten der Dieselmotor, dem zunächst die Generatorkraftanlage folgt. Diese beiden Verbrennungskraftmaschinen ergeben daher geringeren Brennstoff- und günstigeren Wärmeverbrauch wie die Dampfkraftanlagen. An der Spitze der letzteren steht die 60 PS-Tandem-Heißdampflokobile, die etwas günstiger abschneidet wie die 200 PS-Heißdampflokobile. Beide sind aber sowohl im Kohlen- wie im Wärmeverbrauch der vorzüglichen ortfesten Kerkhove-Maschine überlegen.

Für den wirtschaftlichen Vergleich dieser verschiedenen Wärmekraftmaschinen in bezug auf den Brennstoff ist aber nicht der Wärmeverbrauch maßgebend, sondern es kommen hierbei die aufzuwendenden Brennstoffkosten pro PS_e/Std. in Frage, die das Bild wesentlich verschieben. Für den Dieselmotor kommt in Deutschland gegenwärtig als billigster Brennstoff das Paraffinöl von etwa 9700 WE/kg in Frage, von dem 100 kg einschließlich Anfuhr in Berlin 10 Mk. kosten. Für die Gasmaschine ist englischer Anthrazit vorausgesetzt, von dem die Tonne einschließlich Anfuhr in Berlin 35 Mk. kostet, während für die Dampfkraftmaschinen Kohle von 7250 WE kg angenommen ist, von der die Tonne einschließlich Anfuhr in Berlin sich auf 21 Mk. stellt.

Aus der zeichnerischen Zusammenstellung der Brennstoffkosten für das Nutzpferd und Stunde in Fig. 35 ergibt sich nun, daß der Dieselmotor beispielsweise in Rußland bei den dortigen billigen Ölpreisen in bezug auf die Brennstoffkosten die günstigste Wärmekraftmaschine ist, daß er aber in Deutschland in dieser Beziehung an der ungünstigsten Stelle steht. Am besten in bezug auf Brennstoffkosten schneidet die kleine Wolfsche 60 PS-Tandem-Heißdampflokobile ab, die noch etwas günstiger arbeitet wie die 200 PS-Heißdampflokobile, die aber beide in bezug auf die Brennstoffkosten von der Kerkhove-Maschine nicht erreicht werden. Die Sauggasanlage steht bei der Normalleistung in bezug auf die Brennstoffkosten zwischen den

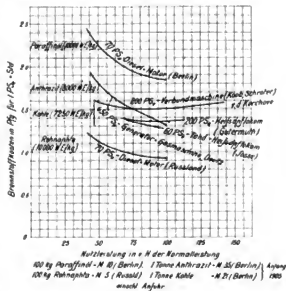


Fig. 35.

beiden Lokomobilen. Bei geringerer Belastung nehmen die Kosten jedoch rasch zu und überschreiten bei 75% Leistung schon die der Kerkhove-Maschine.

Verfolgt man das wirtschaftliche Bild weiter unter Berücksichtigung der übrigen Betriebs- und Unterhaltungskosten, insbesondere des Schmierölverbrauchs, des Abbrandes in Ruhe und beim Anblasen bei der Gaskraftanlage, bzw. des Verbrauchs beim Anheizen der Dampfkraftmaschinen, so kann man annehmen, daß die Lokomobilen bei Normalleistung wirtschaftlich der Sauggasanlage mindestens gleichstehen, bei geringerer Belastung der letzteren aber unbedingt überlegen sind.

Über den Schmierölverbrauch der verschiedenen Wärmekraftmaschinen herrschen sehr unklare Ansichten. Es dürfte daher willkommen sein, den Ölverbrauch, getrennt für Zylinder und Triebwerk, wie er sich im praktischen Betrieb ergeben hat, für die Lokomobilen, eine 200 PS-Dreifach-Verbundmaschine, einen 150 PS-Sauggasmotor und eine 300 KW-Dampfturbine pro PS_e/Std. zusammengestellt zu sehen.

Ölverbrauch pro PS_e/Std. verschiedener Wärmekraftmaschinen.

	Gesamt-	Zylinderöl	Triebwerksöl
	leistung PS _e	g pro PS _e /Std.	g pro PS _e /Std.
Wolfsche Heißdampf-Tandemlokomobile (Josse)	55,1	1,73	2,22
Wolfsche Heißdampf-Verbundlokomobile (Guterath)	177	0,533	1,645
Wolfsche Heißdampf-Verbundlokomobile (Guterath)	226	0,405	1,23
Görlitzer Dreifach-Expansionsmaschine, Satteldampf- Mittel aus 18 Versuchen (Josse)	156,5	2,0	15,9
Görlitzer Dreifach-Expansionsmaschine, Heiß- dampf. Mittel aus 15 Versuchen (Josse)	155,9	3,1	14,8
Deutzer einfach wirkender Viertakt-Motor. Mittel einer Betriebswoche (Josse)	124	1,82	5,98
Parsons Turbo-Dynamo (Z. d. V. d. L.)	407,5	—	0,172

Man sieht, daß die Dampfturbine, deren Arbeitsdampf nicht geölt wird, infolge der Ringschmierung der Lager und der Ölzirkulation in bezug auf Ölverbrauch bei weitem am günstigsten abschneidet, daß dagegen die Kolbendampfmaschine das meiste Öl verbraucht. Von den übrigen Wärmekraftmaschinen stehen die Lokomobilen in bezug auf Ölverbrauch am günstigsten, während die Deutzer Viertakt-Gasmaschine weder im Triebwerk noch im Zylinder den Ölverbrauch der Görlitzer Dreifach-Verbundmaschine erreicht.

Das für die besprochenen Wärmekraftmaschinen gegebene wirtschaftliche Bild kann Anspruch auf Vollständigkeit nicht machen. Es fehlt vor allem die Berücksichtigung der Anlagekosten und der Amortisation, des Raumbedarfs, die z. B. beim Dieselmotor die Sachlage verschiebt, außerdem kommen die örtlichen Verhältnisse und die an den einzelnen Orten infolge der Fracht verschiedenen Brennstoffpreise zur Geltung, zuletzt auch die Frage der Betriebssicherheit, in der die besprochenen Wärmekraftmaschinen noch nicht als gleichartig angesehen werden können.

Mehrstoffdampfmaschinen.

Es wurden bis jetzt die hauptsächlichlichen selbständigen Wärmekraftmaschinen und ihre in neuester Zeit erreichte Ausbildung erörtert. Daneben hat man in den letzten Jahren versucht, die Wärmeausbeute der Maschinen, insbesondere der Dampfmaschinen, durch Verwendung eines zweiten Arbeitsstoffes zu steigern. Dies kann entweder dadurch geschehen, daß man eine bei hoher Temperatur siedende Flüssigkeit vor die Dampfmaschine schaltet und hierdurch das Temperaturgefälle nach oben erweitert oder indem man eine bei niedriger Temperatur siedende Flüssigkeit hinter der Dampfmaschine anwendet und hierdurch das Temperaturgefälle nach der unteren Grenze, d. h. bis zur Kühlwassertemperatur, vergrößert. Letzteres Verfahren, die aus unseren Wärmemotoren abgeführte Wärme (Abwärme) zur Arbeitsleistung heranzuziehen, hat zum Bau der Abwärmekraftmaschinen geführt.

Obleich es zweifellos aussichtsreich ist, durch einen anderen Stoff als Wasserdampf die Temperaturgrenze der Dampfmaschine nach oben hin zu erweitern, so sind Versuche in dieser Richtung noch nicht vorgenommen worden, weil eine einwandfreie, technisch brauchbare Flüssigkeit nicht zur Verfügung steht.¹⁾

Zur Ausnutzung der unteren Temperaturgrenze können die Flüssigkeiten benutzt werden, die in der Eismaschinentechnik seit Jahren verwendet werden. Bekanntlich müssen wir aus den Wärmemotoren erhebliche Wärmemengen abführen, und zwar bei Gasmaschinen durch Kühlwasser und Abgase, bei Dampfmaschinen und Dampfturbinen durch den Kondensator. Es stehen daher große Abwärmemengen, bei den Gasmaschinen von der Temperatur der Abgase, etwa 400°, bei Dampfmaschinen von ungefähr 50 bis 65° entsprechend dem Vakuum im Kondensator, zur Verfügung, die wir bis zur Kühlwassertemperatur (10—15°) durch Vermittlung von Kaldämpfen ausnutzen können. Im Anschluß an Dampfmaschinen sind eine Reihe Abwärmemaschinen unter Verwendung von schwefliger Säure als Arbeitsmittel seit einigen Jahren im Betrieb, so daß über diese Maschinen jetzt genügende Erfahrungen zur Beurteilung der praktisch erreichbaren Ausbeute vorliegen. Die an diesen Anlagen gewonnenen Erfahrungen lehren, daß sich die zur Verminderung der Herstellungskosten anfänglich ganz aus Schmiedeisen gebauten Oberflächenapparate mit schmiedeisernen Röhren für die Verdampfer, wo reines Dampf- oder schweflige Säure an den Rohrrinnen- bzw. Außenflächen sich befinden, tadellos halten und nach mehr als dreijährigem Betrieb unberührte Oberflächen aufweisen, während bei den Kondensatoren die schmiedeisernen Röhren unter dem Einfluß des Kühlwassers rosten und nach etwa zwei bis drei Jahren unbrauchbar werden. Um dies zu vermeiden, müssen die Kondensatoren mit Kupferröhren, ähnlich wie bei der Mehrzahl der Eismaschinen, ausgestattet werden.

Hierdurch werden die ohnehin nicht geringen Anlagekosten der Abwärmekraftanlagen so hoch, daß sie trotz geringen Dampfverbrauches nur unter besonders günstigen Betriebsbedingungen (hohe tägliche Betriebszeit und kaltes Kühlwasser in ausreichender Menge) wirtschaftlich sind.

Als Beispiel einer großen Dampf-abwärmeanlage führe ich die 450 pferdige Abwärmekraftmaschine der Spinnerei und Weberei Steinen in Baden an, die in Fig. 36 in ihrem Aufbau mit der SO₂-Flüssigkeitspumpe dargestellt ist. Zur Kondensation steht kaltes

¹⁾ In neuerer Zeit wird von Dr. Schreiber die Erfindung der Mehrstoffmaschine in Anspruch genommen, aber mit Unrecht, denn der Gedanke ist bereits vor vielen Jahren von Gottlieb Behrend in Hamburg ausgesprochen und auch dem Franzosen Seigle in Lyon patentamtlich geschützt worden.

Josef, Nevers Wärmekraftmaschinen.

Kühlwasser in ausreichender Menge zur Verfügung, außerdem ist die Anlage täglich 24 Stunden im Betrieb und wird nur Sonntags angehalten. Es sind also hier Bedingungen gegeben, bei denen eine Abwärmekraftmaschine trotz ihrer hohen Anlagekosten sich als



Fig. 36.
450 pferdige Abwärmekraftmaschine der Splanerei Steinen.

durchaus wirtschaftlich erweist. Die Maschine ist seit zwei Jahren im Betrieb. Sie nimmt den Abdampf von zwei Wasserdampfmaschinen von zusammen 800 PS auf, deren eine (die



Fig. 37.
Zurückbringe neuere Dampfmaschine.

neuere) von 550 PS, in Fig. 37 dargestellt ist und die Art des Antriebs der Haupttransmission erkennen läßt, auf die auch die Abwärmekraftmaschine arbeitet. Der Abdampf der Dampfmaschinen im Gewicht von stündlich 5600 kg gelangt in den Verdampfer, in dem der Dampf

unter Vakuum kondensiert und dabei die Kaldämpfe erzeugt. Die Verbindung zwischen dem unmittelbar auf dem Fußboden stehenden Verdampfer und der Abwärmemaschine zeigt Fig. 38.

Die beiden Kaldampfkondensatoren sind stehender Bauart und im Nebenraume, Fig. 39, aufgestellt. Das Kühlwasser wird durch die gleichfalls in Fig. 39 sichtbare Kreiselpumpe aus einem kleinen Flufs auf die Oberflächenkondensatoren gehoben, von denen es wieder in den Flufs zurückfällt.

Bei Versuchen, die ich Ende Januar 1904 mit der Anlage Steinen ausgeführt habe, wurde auf je 13,2 kg Abdampf der Wasserdampfmaschine 1 PS_i/Std. in der Abwärmemaschine geleistet. Die Mitte Juni 1904 von den Herren Oberingenieur Pietzch vom Badischen Dampfessel Revisionsverein und Oberingenieur Schübeler von Gebr. Sulzer, Winterthur, vorgenommen eingehenden Abnahmeversuche haben nachgewiesen, daß die Anlage den von der Abwärmekraftmaschinen-Ges. eingegangenen Garantien in jeder Beziehung entsprochen hat.

Der Dampfverbrauch der neuen Dampfmaschine allein betrug nach den Versuchen, wenn dieselbe für sich mit Kondensation arbeitet, 6,4 kg pro PS_i und Std. und der Dampfverbrauch der alten Dampfmaschine unter den gleichen Bedingungen 9,84 kg pro PS_i und Std.

Mit Rücksicht auf das im Sommer wärmere Kühlwasser betrug (bei einer Leistung von 322,3 PS_i) der stündliche Abdampfverbrauch der SO₂ Maschine 17,6 kg, der Dampfverbrauch der Dampf-Abwärmeanlage, bestehend aus den beiden Dampfmaschinen mit einer Leistung



Fig. 38.
Verdampfer mit Abwärmekraftmaschine.



Fig. 39
Kaldampfkondensatoren.

von zusammen 734,5 N, und der Schwefligsäuremaschine mit einer Leistung von 322,3 PS, zusammen 1056,8 PS, ergab sich zu 5,57 kg pro PS₁ und Std.

Der Gang der Maschinen war ein sehr gleichmäßiger, was durch von der Haupttransmissionswelle abgenommene Tachometerdiagramme bestätigt wurde.

Eine andere 150 pferdige Abwärmekraftmaschinen-Anlage, in Fig. 40 dargestellt, ist im Herbst 1903 von Schröter untersucht worden. Infolge der Verwendung rückgekühlten Wassers stieg der Abdampfverbrauch für 1 PS₁/Std. der Abwärmemaschine hier auf 16,3—17,5 kg.



Fig. 40.

150 pferdige Abwärmekraftmaschinenanlage.

Seit mehr als einem Jahre ist in der Spinnerei Frey in Mühlhausen (Elsafs) eine neuere einheitlich gebaute kombinierte Dampf-Abwärmekraftmaschine (Abwärmeyylinder 250 PS) im laufenden Betrieb.

Es ist interessant, daß sich bei allen bis jetzt ausgeführten Abwärmekraftmaschinen die von mir bei der ersten Anlage im Maschinenlaboratorium der Technischen Hochschule Charlottenburg gemachte Beobachtung bestätigt, daß der ganze Maschinensatz, d. h. die vereinigte Dampf- und Abwärmemaschine, den günstigsten Dampfverbrauch pro PS₁/Std. der kombinierten Maschine bei höherem Gegendruck im Dampfmaschinenkondensator aufweist. So z. B. betrug der Dampfverbrauch der oben erwähnten, von Schröter untersuchten Dampf-Abwärmemaschine für 1 PS₁/Std. bei höherem Vakuum von 65% 5,6 kg und bei niederem Vakuum von 52% dagegen 5,1 kg.

Die Ursache für diese bei allen Anlagen beobachtete Erscheinung liegt zunächst in dem ungewöhnlich hohen Gütegrad der Abwärmemaschine. Trotzdem die Maschine der Strömungsverhältnisse des Kaldampfs wegen mit einem sehr großen schädlichen Raum von etwa 30% ausgeführt werden mußte, hat Schröter einen Gütegrad von 78% ermittelt; das ist wesentlich höher als für die Niederdruckzylinder der Dampfmaschinen angenommen werden kann.

Dieser festgestellte ungewöhnlich hohe Gütegrad der Abwärmemaschine läßt es erklärlich erscheinen, daß die Abwärmemaschine trotz des geringen ihr zur Verfügung stehenden

Temperaturgefälles eine verhältnismäßig große Ausbeute ergibt, und begründet in Verbindung mit dem oben erwähnten Verhalten der Wasserdampf-Kolbenmaschine in bezug auf das Vakuum, warum die vorteilhafteste Abgrenzung zwischen Wasserdampf- und Abwärmemaschine nicht bei der höchsten, sondern etwa bei einer Luftleere von 70—80% liegt. Es erweist sich eben als zweckmäßig, einen Teil des Temperaturgefälles von dem Niederdruckzylinder auf den Abwärmeyylinder mit herüber zu nehmen, weil die Ausnutzung im letzteren erheblich günstiger ist. Diese Überlegenheit der Abwärmemaschine trotz des großen schädlichen Raumes und bei dem etwa gleich großen Temperaturgefälle wie im Niederdruckzylinder der Dampfmaschine, läßt sich nur durch die physikalischen Eigenschaften des Arbeitsmittels erklären.

Hier ergibt sich die Tatsache, daß die Natur des Arbeitsmittels die Wärmeausnutzung erheblich beeinflusst, weil sie die Verluste gegenüber der vollkommenen Maschine vermindert, eine Beobachtung, die zu weiteren Versuchen in der Richtung der Ausgestaltung der Zweistoffmaschine nach der oberen Temperaturgrenze der Dampfmaschine hin anregt.

II. Versuche mit einer Dreizylindermaschine und dem zugehörigen Oberflächenkondensator,

Insbesondere bei verschiedenen Kondensatorspannungen.

(Mit gesättigtem und überhitztem Dampf.)

Bei der seinerzeit von mir im Anschluß an eine Dreizylindermaschine von ca. 200 PS des Maschinenlaboratoriums der Kgl. Technischen Hochschule Charlottenburg entworfenen Abwärmekraftmaschine von 60 bis 70 PS (siehe Mitteilungen aus dem Maschinenlaboratorium, Heft 3) hatten zahlreiche Versuche ergeben, daß der günstigste Dampfverbrauch der kombinierten Dampf-Abwärmemaschine pro PSStd. bei einer Luftleere von etwa 70% im Wasserdampfkondensator erzielt wurde.

Wenn auch die Garantieversuche der Dampfmaschinen stets bei der höchsten erreichbaren Luftleere ausgeführt zu werden pflegen und man hierbei in der Regel den günstigsten Dampfverbrauch pro ind. PSStd. erwartet, so liefen diese Versuche mit der Dampfabwärmemaschine immerhin die Vermutung zu, daß die Luftleere in den Grenzen von 90 bis 70%, wie sie im praktischen Maschinenbetrieb vorkommen, den Dampfverbrauch doch nicht so stark beeinflusst, wie es auf den ersten Blick erscheinen mag.

Für die wirtschaftliche Beurteilung einer Dampfkraftanlage kommt ferner der Dampfverbrauch pro ind. PS erst in zweiter Linie in Betracht. In erster Linie maßgebend ist der Wärme- resp. Kohlenverbrauch pro Nutzpferd. Tatsächliche Anhaltspunkte, wie weit mehr oder weniger vollkommene Luftleere die Wirtschaftlichkeit der Kolbenmaschine beeinflusst, fehlen.

Um zur Klärung dieser Frage beizutragen, habe ich eine Reihe von Versuchen durchgeführt, deren Ergebnisse ich nachfolgend mitteile. Es ist dabei nicht zu verkennen, daß das Ergebnis solcher Versuche wesentlich von Bauart und Größe der Maschine abhängt; es wäre daher unrichtig, solche Resultate ohne weiteres im vollen Umfang zu verallgemeinern; immerhin geben sie nach mancher Richtung Aufklärung auch in allgemeiner Beziehung.

Die Frage hat insofern Interesse, als die höchsten Luftleeren von 90 bis 95%, wie sie heutzutage bei den Dampfturbinen angestrebt werden, reichliche Mengen kalten Kühlwassers erfordern, die nicht immer zur Verfügung stehen. Namentlich in den zahlreichen Fällen, wo Rückkühlung angewendet werden muß, verlangen hohe Luftleeren teure Anlagen und den Umlauf sehr erheblicher Kühlwassermengen, also kostspieligen Nebenbetrieb.

Die Frage des Einflusses der Luftleere auf den Dampfverbrauch der Kolbenmaschinen kann von verschiedenen Richtungen aus betrachtet werden. Soviel dürfte indes feststehen, daß eine praktisch brauchbare Lösung der Frage nur auf Grund von Versuchen erreicht werden kann.

Thermodynamisch betrachtet liegt die Sache einfach, indem für die Kolbenmaschine der gleiche Satz gilt, der bei der Dampfturbine so vorzügliche Resultate ergibt, nämlich, daß die Wärmeabfuhr bei der niedrigsten Temperatur, das ist geringster Kondensatorspannung, zu erfolgen hat, daß also das beste Vakuum die größte Arbeitsausbeute liefert.

Eine rein theoretische Behandlung der Frage für die Kolbendampfmaschine führt aber zu praktisch unzulänglichen Ergebnissen, da sich der hier auftretende Einfluß der Zylinderwandungen und der Strömungswiderstände beim Auslaß in den Kondensator in seiner Wirkung nur durch Versuche feststellen läßt.

Die Luftleere, bezüglich die Kondensatortemperatur, welche in erster Linie auf den Niederdruckzylinder der Dampfmaschine einwirkt, muß dort die Zylinderkondensation erheblich beeinflussen, wenn man bedenkt, daß z. B. bei 92% Luftleere die entsprechende Dampftemperatur 41,8°, bei 70% Luftleere 69,4° beträgt, es sich also um einen Temperaturunterschied des ausströmenden Dampfes von mehr als 25° handelt.

Die Versuche zur Ermittlung des Einflusses verschiedener Kondensatorspannungen auf die Dampfkonomie können auf mancherlei Weise angestellt werden.

Professor Weighon (Newcastle upon Tyne) teilt im Engineering im Heft vom 8. August 1902 einige Versuche über dieses Gebiet mit, die er mit einer vertikalen Dreifach-Expansionsmaschine von 178/267/394 mm Zylinderdurchmesser und 457 mm Hub derart ausgeführt hat, daß er die Maschine mit festgestellter Füllung, konstanter Eintrittsdampfspannung und konstanter Bremsbelastung betrieb und als einzige Größe nur das Vakuum änderte, das dann eine Änderung der Tourenzahl zur Folge hatte. Während theoretisch der auf den Niederdruckzylinder reduzierte mittlere Druck sich mit Abnahme des Kondensatordruckes nach der geraden Linie Fig. 41 ändern sollte, verlief er wirklich auf Grund der Versuche nach der unteren Linie, und zwar war die Abweichung um so größer, je höher die Luftleere. Der Aufbau der Versuche ist nicht ganz einwandfrei, da insbesondere bei den verschiedenen Tourenzahlen die Strömungswiderstände veränderlich sind.

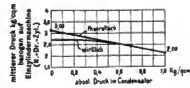


Fig. 41.

Anordnung der Versuche im Maschinenlaboratorium.

Bei den von mir angestellten Versuchen bin ich von der Erwägung ausgegangen, daß in der Regel eine vorhandene Maschine eine bestimmte Leistung innezuhalten hat, auch wenn das Vakuum weniger gut ist. Ich habe daher bei meinen Versuchen die Nutzbelastung, die Tourenzahl der Maschine sowie die Dampfeintrittsspannung konstant gehalten und nur den Gegendruck im Kondensator verändert. Dies bedingt bei Erzielung der gleichen Leistung eine, wenn auch kleine Veränderung der Füllung im Hochdruckzylinder. Die Veränderung der Luftleere sollte nur in den Grenzen gehalten werden, die

im praktischen Maschinenbetrieb vorkommen. Es wurde daher mit etwa 0,3, 0,2 und 0,1 kg/qcm Gegendruck im Kondensator gearbeitet.

Bei diesen geringen Unterschieden des Gegendruckes waren von vornherein nur verhältnismäßig kleine Differenzen im Dampfverbrauch zu erwarten. Die Versuche mußten daher mit größter Genauigkeit und in größerer Zahl durchgeführt werden, wenn die einzelnen Werte überhaupt genügend sicher hervortreten sollten. Tatsächlich wurde diese Genauigkeit, wenn auch erst nach längeren Vorversuchen, erzielt.

Zu den Versuchen wurde die im Maschinenlaboratorium aufgestellte, von der Görlicher Maschinenbau - Aktiengesellschaft gebaute Dreifach-Verbundmaschine benutzt.

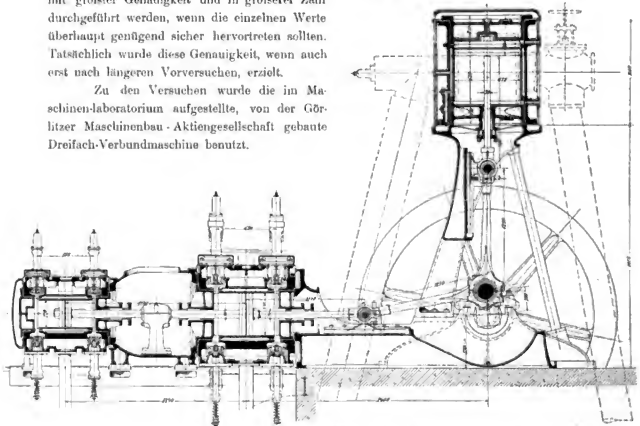


Fig. 42 Versuchte Dreizylindermaschine.

Die Maschine war vor Beginn der Versuche von der Erbauerin durch Einschleifen der Ventile usw. bereitwilligst in einwandfreien Zustand gesetzt worden. Die Maschine ist derart angeordnet, daß der Hoch- und der Mitteldruckzylinder als Tandem liegend aufgestellt sind, während der stehende Niederdruckzylinder auf denselben Kurbelzapfen arbeitet wie die liegenden Zylinder. Der Aufbau der Maschine ergibt sich aus Fig. 42.

Der Hoch- und der Mitteldruckzylinder haben Ventilsteuerung, der erstere die zwangsläufige (alte) und der letztere die freifallende (neue) Collmannsteuerung. Alle Zylinder haben geheizte Dampfmäntel; der Mantel des Hochdruckzylinders, der mit Frischdampf geheizt wird, war bei den Versuchen mit überhitztem Dampf abgesperrt. Die übrigen Mäntel werden mit auf ca. 4 Atm. abgedrosseltem Frischdampf geheizt, bei Betrieb mit gesättigtem Dampf ist dieser Teil des Heizdampfes wenn nicht etwas überhitzt, so doch mindestens getrocknet, während er bei Betrieb mit überhitztem Dampf durch die Drosselung noch stärker überhitzt worden ist.

Maschine von 145 pro Minute und dem für alle Zylinder gemeinschaftlichen Hub von 500 mm ergibt sich eine mittlere Kolbengeschwindigkeit von 2,42 m, entsprechend 29,0 m mittlerer Dampfgeschwindigkeit in den Kanälen und 21,9 m im Ausströmröhr.

Unmittelbar an dem Austrittsflansch des Niederdruckzylinders war ein Wechselventil angebracht, dessen nach der Atmosphäre führender Rohrstutzen blind verflanscht wurde.

Um die Strömungswiderstände zwischen Oberflächenkondensator und Niederdruckzylinder von der Länge der Verbindungsleitung unabhängig zu machen, wurde der stehende Oberflächenkondensator fast unmittelbar an den Niederdruckzylinder herangerückt. (S. Fig. 46.)

Der Oberflächenkondensator war von der Firma H. Schaffstaedt, Gießen, geliefert, für eine Leistung von 1600 kg Dampf stündlich bestimmt und mit 15 qm Gesamtkühlfläche ausgestattet. Die Bauart dieses Kondensators ermöglicht großen spezifischen Wärmedurchgang. Maßgebend für seine Konstruktion war die Bauart dieses Kondensators ermöglicht großen

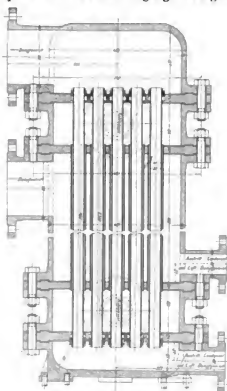


Fig. 47.
Oberflächenkondensator von Schaffstaedt.



Fig. 46.
Niederdruckzylinder und Oberflächenkondensator.

spezifischen Wärmedurchgang. Maßgebend für seine Konstruktion war die Bauart dieses Kondensators ermöglicht großen spezifischen Wärmedurchgang. Maßgebend für seine Konstruktion war die Bauart dieses Kondensators ermöglicht großen spezifischen Wärmedurchgang. Maßgebend für seine Konstruktion war die Bauart dieses Kondensators ermöglicht großen spezifischen Wärmedurchgang. Maßgebend für seine Konstruktion war die Bauart dieses Kondensators ermöglicht großen spezifischen Wärmedurchgang.

Die Bauart des Schaffstaedtschen Kondensators ergibt sich aus Fig. 47. Er besteht aus einem System von ineinandergesteckten Messingröhren von 30 resp. 40 mm lichter Weite, welche in doppelten Böden derart angeordnet sind, daß der Dampf gleichzeitig durch die inneren (kleineren) Röhre und um die äußeren (großen) Röhre strömt, während das Kühlwasser mit großer Geschwindigkeit durch die Ringräume zwischen beiden Rohrsystemen nach Belieben im Gegenstrom oder Gleichstrom geleitet wird. Das Kühlwasser wird bei diesem Kondensator in kleinere Schichten zerteilt; Kühlwasser und Dampf durchströmen normal im Gegenstrom den Kondensator. Tatsächlich ermöglicht dieser Kondensator eine wesentlich günstigere Wärmeübertragung als die Apparate gewöhnlicher Bauart, wie besondere, früher von mir angestellte Versuche ergeben haben. Auf 1 qm Kühlfläche konnten bei einer Kühlwassereintrittstemperatur von 10° und bei einer Kühlwassermenge = 16fachem

Dampfgewicht bis zu 126 kg Dampf in der Stunde niedergeschlagen werden, was einem stündlichen Wärmedurchgang von ca. 70000 Cal. pro qm Oberfläche entspricht.

Bei den Leistungsversuchen mit verschiedenem Vakuum war die Einrichtung getroffen, das man das Kühlwasser nach Belieben im Gleich- oder im Gegenstrom zum Dampf den Kondensator durchlaufen lassen konnte. Kondensat und Luft wurden durch eine doppelt wirkende Worthington-Duplex-Naßluftpumpe von 191 mm Cylinderdurchmesser und ca. 110 mm Hub unten am Kondensator abgesaugt und durch Kühlschlangen hindurch in die Mefsböhrer gedrückt. Da bei hohem Gegendruck (0,3 kg/qcm abs.) die Temperatur des ablaufenden Kondensats 60 bis 70° betrug, mußte dasselbe vor der Wägung gut gekühlt werden, um Verluste durch Verdunstung zu verhindern.

Der Dampfverbrauch der Maschine wurde lediglich durch Wägung des Kondensats aus dem Oberflächenkondensator und des ebenfalls gekühlten Dampfwassers aus den Aufnehmern und Mänteln bestimmt. Die erstere Wägung erfolgte in so großen Bottichen (1000 kg Nutzinhalt), das etwa nur alle Stunde von einem Mefsbottich zum andern umgeschaltet werden mußte.

Die geringen Unterschiede im Dampfverbrauch, die bei den Versuchen zu erwarten waren, schlossen von vornherein die Bestimmung desselben durch Wägung des Kesselspeisewassers vollständig aus, ganz abgesehen davon, das die Messung des Kondensats einwandfreie Versuche in wesentlich kürzerer Zeit, etwa einer Stunde, gestattet, wenn der Beharrungszustand eingetreten ist; dieser war bei Betrieb mit gesättigtem Dampf nach etwa 2½ Stunden, bei Betrieb mit überhitztem Dampf nach ¾ Stunden mit Sicherheit erreicht.

Die Kühlwassermenge wurde durch Ausflußgefäße mit Ponceletöffnungen, die vorher geeicht waren, bestimmt.

Das Kondensat aus den Aufnehmern und Mänteln wurde durch automatische Kondensationstöpfe abgeschieden, die mit peinlicher Sorgfalt in Ordnung gehalten wurden, da die Vorversuche ergeben hatten, das in dem nicht unbedingt gleichmäßigen Arbeiten der Kondensationstöpfe eine allerdings unmaßgebliche Fehlerquelle für die Versuche zu finden war. Trotz der verwendeten großen Sorgfalt haben sich sehr kleine Differenzen der Kondensatmessungen aus Mänteln etc. nicht vermeiden lassen; es sind dies jedoch so geringe Abweichungen, das sie gegenüber der Arbeitsdampfmenge nicht in betracht kommen. Bei später mit der Maschine ausgeführten Versuchen wurde das Kondensat aus Flaschen von Hand abgelassen und dabei festgestellt, das die automatischen Kondensationstöpfe stets auch etwas Dampf durchgelassen hatten, der, da das Kondensat vor der Messung gekühlt wurde, mit als Wasser gemessen wurde.¹⁾ Da es bei den Vergleichsversuchen in erster Linie auf die relativen Unterschiede ankommt, so sind diese Verhältnisse für die Beurteilung der vorliegenden Versuchsergebnisse belanglos.

Die Dampfmaschine wurde durch eine direkt gekuppelte Gleichstromdynamo belastet. Der von der Dynamo gelieferte Strom wurde durch einen einstellbaren Glühlampenwiderstand vernichtet, so das ganz konstante Belastung leicht erreichbar war. Die Messung der elektrischen Energie erfolgte durch die feinsten Präzisionsinstrumente von Siemens & Halske. Die Stromstärke wurde durch ein im Nebenschluß zu einem Vorschaltwiderstand geschaltetes Millivoltmeter, die Spannung durch ein Präzisionsvoltmeter gemessen.

¹⁾ Siehe I, Die gegenwärtige Entwicklung der Wärmekraftmaschinen S. 2.

Die Durchführung der Versuche war zunächst so gedacht, daß bei konstantem Eintrittsdampfdruck und konstanter Tourenzahl die effektive, d. h. die elektrische Leistung für alle Versuche konstant gehalten werden sollte, was durch Ablesung der elektrischen Meßinstrumente sehr einfach zu erreichen war; es war dabei angenommen worden, daß auch die Reibungsarbeit der Dampfmaschine, mithin die indizierte Leistung konstant bleiben würde, um so mehr, als auch die der Maschine zugeführten Schmierölmengen konstant gehalten wurden.

Die indizierte Leistung der Maschine wurde trotzdem durch Indikatoren von Dreyer, Rosenkranz & Droop bestimmt, und zwar wurden für den Hochdruckzylinder mit Rücksicht auf den späteren Betrieb mit überhitzten Dampf Indikatoren mit aufsen (kühl) liegenden Federn verwendet, für die beiden anderen Zylinder Indikatoren gewöhnlicher Bauart.

Sämtliche Versuche wurden mit den gleichen Indikatoren, die stets an den gleichen Stellen aufgesetzt waren, durchgeführt, um die Ungenauigkeiten dieser Instrumente für den Vergleich auszuschalten. Die Indikatorkolben wurden sehr häufig gereinigt und geölt. Mögen daher die absoluten Angaben der Instrumente trotz der Eichung von dem wahren Wert etwas abweichen, relativ, und das war für die vorliegenden Versuche die Hauptsache, können sie als richtig angesehen werden.

Bei den Versuchen war es wegen des übrigen an den Dampfkesseln hängenden Betriebes nicht möglich, die Dampfspannung vor dem Hochdruckzylinder immer absolut konstant zu erhalten. Dieselbe schwankte bei manchen Versuchen etwa um 0,1 bis 0,25 Atm. Es wurden daher nachträglich Sonderversuche angestellt, um den Einfluß dieser unbedeutenden Schwankungen der Admissionspannung auf den Dampfverbrauch festzustellen. Dieser Einfluß ergab sich aber als äußerst geringfügig.

Die Versuche wurden im Oktober 1902 durchgeführt. Vor Beginn derselben waren sämtliche Meßinstrumente geeicht worden. Die Zylinderdimensionen wurden warm nachgemessen (am 1. November 1902).

Die genauen Zylinderabmessungen sowie die daraus berechneten Konstanten für die Leistungsermittlung ergeben sich aus Tabelle 1, in der auch die schädlichen Räume enthalten sind, die durch Ausrechnen nach der Zeichnung und zur Kontrolle durch Ausfüllen mit dickflüssigem Öl bestimmt wurden.

Die verwendeten Indikatorfedern sowie die aus der Eichung sich ergebenden richtigen mittleren Maßstäbe sind in Tabelle 2 zusammengestellt.

Die Thermometer wurden mit einem von der Physikalisch-Technischen Reichsanstalt geeichten Normal-Thermometer verglichen. Der atmosphärische Luftdruck wurde mit einem geeichten Aneroid-Barometer gemessen.

Die Luftleere wurde durch eine unmittelbar am Kondensator angebrachte Quecksilbersäule (s. Fig. 46) bestimmt. Bei den verschiedenen Temperaturen, welche der Kondensator bei den Versuchen annahm, mußte auch der Einfluß der Temperatur auf diese Quecksilbersäule berücksichtigt werden. Zu diesem Zweck war neben der Quecksilbersäule ein Thermometer angebracht; alle Angaben wurden auf eine Quecksilbertemperatur von 0° reduziert.

Unmittelbar am Niederdruckzylinder im Austrittsstutzen waren ein Vakuummeter und ein Thermometer angebracht. Ersteres erwies sich während der Versuche als unzuverlässig. Es wurden deshalb zur Klarstellung dieser Verhältnisse später besondere Hilfsversuche angestellt.

Tabelle 1.

	Konstanten					
	Hochdruckzylinder		Mitteldruckzylinder		Niederdruckzylinder	
	vorn	hinten	vorn	hinten	unten	oben
1. Kolbendurchmesser . . . mm	271,8		480,8		679,4	
2. Kolbenfläche qcm	580,2		1457,4		3625,3	
3. Kolbenstangendurchm. . . mm	80	0	70	80	70	0
4. Kolbenstangenfläche . . . qcm	50,3	0	38,5	50,3	38,5	0
5. Wirksame Fläche qcm	529,9	580,2	1418,9	1407,1	3586,80	3625,3
6. Hub <i>s</i> mm	500					
7. Hubraum l	26,48	29,02	70,95	70,35	179,35	181,25
8. Hubraum, Mittelwert . . l	27,75		70,65		180,30	
9. Schädlicher Raum l	2,45		6,25		15,85	
10. Schädlicher Raum %	8,84		8,84		8,79	
11. Konstante $\frac{F \cdot s}{G \cdot 75}$	0,0589	0,0645	0,1577	0,1565	0,3985	0,4098
12. Summe	0,1234		0,3140		0,8013	
13. Zylinderverhältnis (im Mittel)	1		2,54		6,49	

Tabelle 2.

Indikator Nr.	angebracht	Maßstab		d. i. mittlerer Maßstab zwischen
		nomnell	tatsächlich	
5497	Hochdruckzylinder vorn	5 mm = 1 Atm.	4,92 mm = 1 Atm.	3 und 11 Atm.
5498	„ hinten	—	5,00 „ = 1 „	—
5016	Mitteldruckzylinder vorn	10 mm = 1 Atm.	9,67 „ = 1 „	0 bis 3 Atm.
5017	„ hinten	—	9,58 „ = 1 „	—
4984	Niederdruckzylinder oben	25 mm = 1 Atm.	23,4 „ = 1 „	0 bis 65 cm Qu.
4985	„ unten	—	24,8 „ = 1 „	—

Die Veränderung der Kondensatorspannung erfolgte bei den Versuchen durch Veränderung der mittleren Kondensatortemperatur, also durch entsprechende Bemessung der Kühlmengenmenge; einige Nachversuche wurden ausgeführt, bei denen die Luftleere auch durch Einlassen von Luft in den Kondensator verändert wurde. Eine veränderte Einwirkung auf die Maschine konnte dabei nicht festgestellt werden, sie war auch nicht zu erwarten.

Zur Kontrolle wurden die einzelnen Versuche mehrfach wiederholt, und zwar an verschiedenen Tagen in beliebiger Folge, und die stets erzielte, oft sehr genaue Übereinstimmung der Werte kann als Beweis dafür gelten, mit welcher Genauigkeit die Versuche durchgeführt wurden. Man vergleiche beispielsweise in Tabellen 5 und 5a die Versuche Nr. 12c und 14b, 18b und 16a, 23b und 27b, 25b und 29a. Außerdem sind in die nachfolgenden Schaubilder sämtliche in die Tabellen aufgenommenen Versuche eingetragen, und man erkennt auch hier die vorzügliche Übereinstimmung.

Die Versuche wurden mit gesättigtem und überhitztem Dampf gleichartig durchgeführt, und zwar wurde die Überhitzung des Dampfes konstant auf 63° über die Sättigungstemperatur gehalten. Der Schwörer-Überhitzer stand unmittelbar neben der Maschine und wurde besonders gefeuert.

Allgemeine Versuchsergebnisse.

Um die Übersicht zu erleichtern, sind die Versuchsergebnisse, und zwar parallel für gesättigten und für überhitzten Dampf, in einzelne Sondertabellen zerlegt, die für sich einen gewissen Zusammenhang haben.

In Tabelle 3 und 3a sind für gesättigten und überhitzten Dampf zunächst die bei den Luftleeren von 90, 80 und 70% abgelesenen elektrischen Leistungen, die ermittelten indizierten Leistungen, die mechanischen Wirkungsgrade und der stündliche Ölverbrauch angegeben. Der

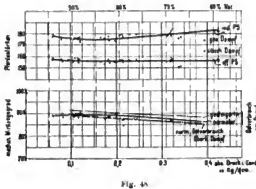


Fig. 48

letztere war möglichst konstant gehalten worden, um auch die Reibungsverhältnisse der Maschine möglichst unverändert zu erhalten. Entsprechend dem ursprünglichen Versuchsplan war die elektrische Leistung bei allen Versuchen konstant gehalten worden (vgl. Pos. 12 der Tabellen 3), und dementsprechend ergaben sich auch die Nutzleistungen der Maschine (Pos. 13) als konstant, die unter Einführung des auf dem Prüffeld für Vollast ermittelten Wirkungsgrades der Dynamo von 93,8% ermittelt wurden.

Die indizierten Leistungen dagegen und mit ihnen die Reibungsarbeit der Maschine erfahren mit steigendem Kondensatordruck eine, wenn auch geringe, doch merkbare Zunahme, und es ergibt sich die von vornherein nicht erwartete Erscheinung, daß der mechanische Wirkungsgrad der Dampfmaschine nicht konstant war, sondern mit Zunahme des absoluten Gegendrucks im Kondensator schlechter wurde. Der Verlauf der Nutzleistung und der indizierten Leistung ergibt sich anschaulich aus der graphischen Darstellung (Fig. 48 oben). Die effektive Leistung ist, wie beabsichtigt war, konstant, d. h. eine gerade Linie, die indizierte steigt mit dem Gegendruck im Kondensator an; dementsprechend sinkt der mechanische Wirkungsgrad (siehe Fig. 48 unten), und zwar ist derselbe bei Betrieb mit überhitztem Dampf durchgängig etwas schlechter als mit gesättigtem Dampf, trotzdem in ersterem Fall etwas reichlicher Zylinderöl gegeben worden war, ein Beweis, daß die Kolbenreibung bei überhitztem Dampf größer ist. Da die Nutzleistung der Maschine und der Ölverbrauch bei den einzelnen Kondensatordrücken die gleichen waren, so war die Erscheinung um so auffallender, als bei anderen Versuchen (Prof. Schröter) selbst bei starken Belastungsänderungen (Leerlauf und Vollast) der mechanische Wirkungsgrad sich als konstant ergab.

Ich vermutete zunächst als Grund der Zunahme der Reibungsarbeit mit dem Anwachsen des Gegendrucks im Kondensator, daß die hierbei auftretende, wenn auch geringe Zunahme

der Füllung des Hochdruckzylinders die Zylinderkondensation in der Maschine vermindere und das infolge der Abnahme des Wassergehaltes des Dampfes die Kolbenreibung zugenommen habe.

Um den Einfluss der Kolbenreibung klarzustellen, führte ich daher am 25. Mai 1903 bei Betrieb mit Satteldampf einige Hilfsversuche mit normaler und gesteigerter Ölzufuhr in die Zylinder aus, die in Tabelle 4 mitgeteilt sind. Ich liefs die Maschine einmal mit annähernd dem gleichen Zylinderölverbrauch wie bei den Hauptversuchen und dann mit etwa sechsmal so großer Ölmenge arbeiten.

Tabelle 4.

Vergleichsversuche zur Feststellung des mechanischen Wirkungsgrades
bei verschiedenen Zylinderölmengen.

Versuchsdatum 25. Mai 1903	Vakuum				
Betriebsart	90 %	80 %	90 %	80 %	70 %
	Gesättigter Dampf				
Nr. des Versuches	I	II	IV	V	VI
Gesamte indiz. Leistung d. Dampfmaschine N_1 PS	170,9	170,8	170,4	170,1	171,3
Elektrische Leistung PS	143,7	142,0	145,7	143,9	142,6
Wirkungsgrad der Dynamo angenommen zu %	0,938	—	—	—	—
Effektive Leistung der Dampfmaschine N_2 PS	155,2	151,4	155,3	153,2	152,3
Reibungsarbeit $N_1 - N_2$ PS	17,7	19,4	15,1	16,9	19,0
Mechan. Wirkungsgrad der Dampfmaschine %	0,896	0,887	0,911	0,901	0,89
Mittlerer Barometerstand cm QS	76,45	76,45	76,45	76,45	76,45
Desgleichen kg/qcm	1,039	1,039	1,039	1,039	1,039
Mittlere Ablesung am QS-Vakuummeter am Kondensator cm QS	67,5	61,38	67,2	60,98	52,3
Desgleichen kg/qcm	0,919	0,834	0,913	0,829	0,711
Mittl. absoluter Druck im Kondensator . kg/qcm	0,120	0,205	0,126	0,210	0,298
Vakuum in Proz. des absol. %	88,2	80,2	87,8	79,6	68,2
	Versuch I—II: Ölverbrauch normal wie bei den Hauptversuchen.		Versuch IV—VI: Ölverbrauch um das 6fache gesteigert.		

Auch bei diesen Versuchen ergab sich die gleiche Abnahme des Wirkungsgrades mit Zunahme des Kondensatordrucks, nur war bei dem Betrieb mit gesteigertem Ölverbrauch entsprechend der geringeren Kolbenreibung der mechanische Wirkungsgrad durchgängig um ca. 1,4 bis 1,5 % höher. Diese Versuche sind auch in dem Schaubild Fig. 48 unten eingetragen.

Die Kolbenreibung konnte also nicht die Ursache der Zunahme der Reibungsarbeit sein; die letztere mußte daher in besonderen konstruktiven Verhältnissen der Versuchsmaschine zu suchen sein.

Tatsächlich ergab dann auch eine Nachrechnung, daß die Zunahme der Reibungsarbeit bei höherem Kondensatordruck durch die hierdurch veranlaßte vermehrte Reibung der Schieber des Niederdruckzylinders verursacht worden ist. Der Grundschieber hat eine Fläche von ca. 0,47 qm. Bei 0,1 kg/qcm Gegendruck im Kondensator betrug der Überdruck auf dem Schieberücken gegenüber dem Druck in der Muschel ca. 0,75 kg/qcm, bei 0,2 kg/qcm Gegendruck ca. 0,8 kg/qcm, bei 0,3 kg/qcm Gegendruck

ca. 0,9 kg/qcm. Dementsprechend betrug der Schieberwiderstand bei einem als gleich angenommenen Reibungskoeffizienten von 0,1

bei 90% Luftleere 390 kg.

bei 80% Luftleere 425 kg.

bei 70% Luftleere 470 kg.

d. h. er stieg von 90% Vakuum auf 80% Vakuum um ca. 7% und auf 70% Vakuum sogar um 20%.

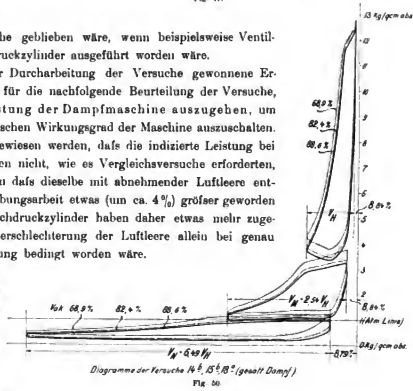
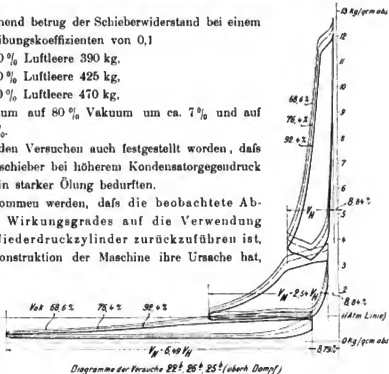
Tatsächlich war bei den Versuchen auch festgestellt worden, daß die Exzenter der Niederdruckschieber bei höherem Kondensatorgegendruck sehr heiß liefen und ungemein starker Ölung bedurften.

Es kann daher angenommen werden, daß die beobachtete Abnahme des mechanischen Wirkungsgrades auf die Verwendung des Flachschiebers beim Niederdruckzylinder zurückzuführen ist, daher in der besonderen Konstruktion der Maschine ihre Ursache hat, ein Ergebnis, das die Unzuverlässigkeit von großen Flachschiebern und den damit bewirkten Arbeitsverlust kennzeichnet.

Man kann annehmen, daß der mechanische Wirkungsgrad der Maschine bei allen Luftleeren der gleiche geblieben wäre, wenn beispielsweise Ventilsteuerung für den Niederdruckzylinder ausgeführt worden wäre.

Diese erst bei der Durcharbeitung der Versuche gewonnene Erkenntnis zwingt mich aber für die nachfolgende Beurteilung der Versuche, von der indizierten Leistung der Dampfmaschine auszugehen, um den veränderlichen mechanischen Wirkungsgrad der Maschine auszuschalten. Es muß dabei darauf hingewiesen werden, daß die indizierte Leistung bei den verschiedenen Luftleeren nicht, wie es Vergleichsversuche erforderten, ganz konstant war, sondern daß dieselbe mit abnehmender Luftleere entsprechend der höheren Reibungsarbeit etwas (um ca. 4%) größer geworden ist. Die Füllungen im Hochdruckzylinder haben daher etwas mehr zugenommen, als durch die Verschlechterung der Luftleere allein bei genau konstanter indizierter Leistung bedingt worden wäre.

Daraus geht hervor, daß die Verhältnisse, die genau konstante indizierte Leistung voraussetzen, in Wirklichkeit noch etwas günstiger liegen, als die Versuchszahlen angeben.



Die bei den Versuchen an der Dampfmaschine für die einzelnen Zylinder ermittelten indizierten Leistungen, die Dampfspannungen beim Eintritt in den Hochdruckzylinder, beim Austritt aus dem Niederdruckzylinder, im Kondensator und der atmosphärische Luftdruck sind in den Tabellen 5 für gesättigten Dampf und 5a für überhitzten Dampf zusammengestellt. Aus diesen Tabellen geht auch die Arbeitsverteilung in den Zylindern bei den verschiedenen Luftleeren hervor.

Die Dampfverteilung in den einzelnen Zylindern bei den verschiedenen Luftleeren wird durch die in Fig. 49 für gesättigten Dampf und in Fig. 50 für überhitzten Dampf rankinisierten Diagramme dargestellt. Die Füllungen im Mittel- und im Niederdruckzylinder wurden, wie überhaupt alle Steuerpunkte der diese Zylinder betreffenden Diagramme, bei allen Versuchen konstant gehalten. Nur die Füllungen im Hochdruckzylinder wurden durch den Regulator bei Zunahme des Gegendruckes im Kondensator vergrößert.

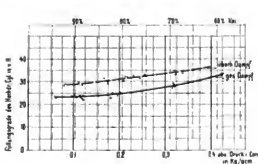


Fig. 51.

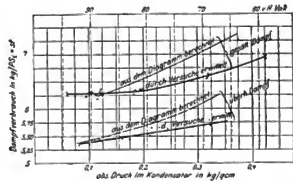


Fig. 52.

Da die Füllung des Mittel- und des Niederdruckzylinders stets gleich gehalten wurden, mußten die Spannungen in den Aufnehmern mit dem Gegendruck im Kondensator wachsen.

Die mittleren Füllungsgrade im Hochdruckzylinder nahmen bei Betrieb mit überhitztem Dampf, wie im Diagramm, Fig. 51, dargestellt, von 28,5% bei 0,1 kg/qcm Kondensatordruck auf 35,0%, bei 0,35 kg/qcm Kondensatordruck stetig, d. h. in gerader Linie zu, während bei Betrieb mit Satttdampf zwischen 0,05 kg und 0,2 kg Gegendruck der Füllungsgrad mit 23,7% erst konstant bleibt um dann langsam auf 25% zu steigen, und von 0,2 kg bis 0,35 kg Gegendruck ein rascheres Ansteigen von 25% auf 29,5% erfolgt.

Der geringe Unterschied der Füllungen im Hochdruckzylinder bei den verschiedenen Kondensatorspannungen läßt schon darauf schließen, daß der Dampfverbrauch für die einzelnen Luftleeren nicht sehr verschieden von einander sein kann. Die Werte für die durch die Versuche ermittelten Dampfverbräuche bei den verschiedenen Luftleeren sind in den Tabellen 6 und 6a mitgeteilt und in der Fig. 52 zeichnerisch dargestellt (stark auszugene Linien).

Bei Betrieb mit gesättigtem Dampf zeigt sich, daß bei einem Kondensatordruck von 0,06 bis zu 0,17 kg/qcm abs. der Dampfverbrauch pro PS, und Std. fast genau konstant 6,3 kg beträgt und dann zu 6,55 kg bei 0,3 kg/qcm Gegendruck ansteigt.

Tabelle 6.
Dampfverbräuche.

1. Versuchsbezeichnung	2. Betriebsart	3. Volumen v_0																			
		Gebläufiger Dampf																			
		90%					95%					70%									
		3a	3b	3c	3d	3e	11a	11b	11c	11d	11e	12a	12b	12c	12d	12e	13a	13b	13c	13d	13e
3. Nummer des Versuchs		177,0	177,0	175,0	175,1	175,4	173,6	172,8	172,0	171,4	170,6	170,4	170,6	170,2	170,2	170,2	172,3	177,6	177,6	173,9	173,3
4. Grössen in Prozent Leistung		94,3	94,2	90,3	89,7	90,8	89,5	88,5	88,4	88,9	88,6	87,2	87,4	86,9	86,9	86,9	86,9	86,9	86,9	86,8	
5. Kondensator		0,639	0,606	0,191	0,190	0,090	0,121	0,129	0,111	0,110	0,116	0,114	0,114	0,114	0,112	0,112	0,112	0,112	0,112	0,112	
6. Abschl. Druck im Kondensator kg/cm ²		11184	11264	11061	11047	10968	11063	10989	10887	10866	10848	11065	11123	11027	11027	11163	11163	11027	11027	11027	
7. Dampfverbrauch total pro Stde., kg		915	912	911	911	903	896	873	892	878	886	899	908	899	899	899	899	899	899	899	
8. Kondensator-Oberflächenkondens. kg		31,2	29,4	32,2	32,1	32,6	31,6	31,8	32,7	32,4	32,2	30,7	31,8	31,2	31,4	30,6	29,5	30,7	30,9	30,9	
9. Kondensat aus Hochdruckzylinder u. Auh. I.		29,3	29,6	27,0	26,8	28,1	27,5	27,5	27,2	26,5	27,2	28,1	27,5	26,8	27,2	28,1	27,6	28,0	27,1	27,1	
10. davon Heißdampf (aus Hochdruckzyl. u. Auh. I.)		20,4	20,8	18,1	18,0	19,6	19,0	19,0	18,5	17,5	18,0	19,5	19,0	18,0	18,5	19,0	18,5	19,0	18,0	18,0	
11. Kondensat aus Mitteldruckzyl. u. Auh. II.		70,4	72,8	63,8	64,0	67,0	73,4	74,8	74,8	73,6	76,6	78,3	75,6	75,4	75,1	74,8	74,3	77,1	77,1	77,1	
12. Kondensat aus Mittel Niederdruckzylinder u. Auh. II.		15,8	16,0	14,5	14,7	14,8	16,7	16,8	16,2	16,1	15,9	18,7	18,6	18,6	18,5	18,1	14,2	18,1	18,1	18,1	
13. Heißdampf in % des Gesamtampfverbrauchs.		2,8	2,6	2,0	2,0	2,1	2,2	2,1	2,2	2,1	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	
14. Aufsteiger-Kondensat in % des Gesamtampfverbrauchs.		6,27	6,36	6,31	6,31	6,29	6,26	6,29	6,29	6,17	6,25	6,23	6,26	6,24	6,23	6,26	6,26	6,26	6,26	6,26	
15. Dampfverbrauch pro Pfl.Stde., kg		0,56	0,59	0,57	0,57	0,57	0,56	0,54	0,54	0,53	0,53	0,54	0,54	0,54	0,54	0,54	0,54	0,54	0,54	0,54	
16. Absolute Dampfdichte vor Heißdampf		10,33	10,31	10,35	10,29	10,29	10,29	10,29	10,29	10,29	10,29	10,29	10,29	10,29	10,29	10,29	10,29	10,29	10,29	10,29	
17. Absolute Dampfdichte vor Heißdampf		107,4	107,9	107,9	107,9	107,9	107,9	107,9	107,9	107,9	107,9	107,9	107,9	107,9	107,9	107,9	107,9	107,9	107,9	107,9	
18. Gesamtwärme des Dampfes, kcal		663,74	663,74	663,74	663,74	663,74	663,74	663,74	663,74	663,74	663,74	663,74	663,74	663,74	663,74	663,74	663,74	663,74	663,74	663,74	
19. Gesamtwärme des Dampfes		663,74	663,74	663,74	663,74	663,74	663,74	663,74	663,74	663,74	663,74	663,74	663,74	663,74	663,74	663,74	663,74	663,74	663,74	663,74	

Tabelle 6a
Dampfverbrauche.

1. Versuchsgebiet	90 %					80 %					70 %						
	Vakuum ca					Erschütterter Dampf					Vakuum ca						
2. Betriebsart	21b	21c	21d	21e	21f	21g	21h	21i	21j	21k	21l	21m	21n	21o	21p	21q	21r
3. Nummer des Versuchs	1712	1707	1706	1705	1704	1703	1702	1701	1700	1699	1698	1697	1696	1695	1694	1693	1692
4. Gesamte indizierte Leistung	1567	1567	1567	1567	1567	1567	1567	1567	1567	1567	1567	1567	1567	1567	1567	1567	1567
5. Vakuum im Proben der Ablesung im	92.4	92.1	90.1	89.5	88.3	87.2	86.2	85.2	84.2	83.2	82.2	81.2	80.2	79.2	78.2	77.2	76.2
6. Kondensator	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100
7. Arbeit	0.289	0.288	0.119	0.109	0.109	0.109	0.110	0.110	0.110	0.110	0.110	0.110	0.110	0.110	0.110	0.110	0.110
8. davon Arbeitshaupt	0.227	0.115	0.045	0.047	0.047	0.047	0.047	0.047	0.047	0.047	0.047	0.047	0.047	0.047	0.047	0.047	0.047
9. Kondensator aus Oberflächenkondensator, kg	833	838	623	620	620	621	619	619	619	619	619	619	619	619	619	619	619
10. Kondensator aus Hochdruck-Kühler, kg	8.0	6.0	6.4	6.4	6.2	6.5	7.0	6.5	6.7	6.4	6.0	5.2	4.4	4.1	3.4	3.4	3.4
11. Kondensator aus Hochdruck-Kühler, kg	2.4	2.6	3.0	2.9	2.9	2.4	3.4	3.4	3.4	3.4	3.4	3.4	3.4	3.4	3.4	3.4	3.4
12. Kondensator aus Mittel- und Niederdruck-Kühler, kg	57.5	59.1	59.4	59.4	59.4	59.4	59.4	59.4	59.4	59.4	59.4	59.4	59.4	59.4	59.4	59.4	59.4
13. Verdampfung in % der Gesamtdampfverbrauche	61.3	67.8	64.8	64.8	64.8	64.8	64.8	64.8	64.8	64.8	64.8	64.8	64.8	64.8	64.8	64.8	64.8
14. Verdampfung in % der Gesamtdampfverbrauche	10.7	10.6	11.1	10.9	10.9	10.5	10.4	10.4	10.4	10.4	10.4	10.4	10.4	10.4	10.4	10.4	10.4
15. Dampfverbrauch pro PS-Stde., kg	0.23	0.24	0.21	0.21	0.21	0.21	0.21	0.21	0.21	0.21	0.21	0.21	0.21	0.21	0.21	0.21	0.21
16. Dampfverbrauch pro PS-Stde., kg	0.26	0.25	0.22	0.22	0.22	0.22	0.22	0.22	0.22	0.22	0.22	0.22	0.22	0.22	0.22	0.22	0.22
17. Arbeitshaupt pro PS-Stde., kg	12.10	12.16	12.16	12.16	12.13	12.04	12.29	12.19	12.21	12.21	12.17	12.13	12.13	12.13	12.13	12.13	12.13
18. Arbeitshaupt pro PS-Stde., kg	147.3	147.6	147.6	147.6	147.4	147.4	147.4	147.4	147.4	147.4	147.4	147.4	147.4	147.4	147.4	147.4	147.4
19. Mittelwert Temperatur der Dampfer, °C	208.5	209.8	208.6	208.6	208.4	208.5	208.5	208.5	208.5	208.5	208.5	208.5	208.5	208.5	208.5	208.5	208.5
20. Gesamtverbrauch im Maschinenraum, WE	662.83	662.79	661.72	662.47	662.47	662.56	662.72	662.72	662.72	662.72	662.72	662.72	662.72	662.72	662.72	662.72	662.72
21. Gesamtverbrauch im Maschinenraum, WE	59.24	59.24	59.24	59.24	59.24	59.24	59.24	59.24	59.24	59.24	59.24	59.24	59.24	59.24	59.24	59.24	59.24
22. Gesamtverbrauch des erdverwendenden Betriebs	622.57	621.03	602.96	603.91	603.91	603.91	603.91	603.91	603.91	603.91	603.91	603.91	603.91	603.91	603.91	603.91	603.91

Bei überhitztem Dampf findet dagegen entsprechend der Änderung der Füllungsgrade stetiges Ansteigen des spezifischen Dampfverbrauches von 5,35 kg bei 0,1 kg/qcm abs. Gegendruck auf 5,55 kg bei 0,2 kg/qcm abs. Gegendruck und auf 5,67 kg bei 0,3 kg/qcm abs. Gegendruck statt.

Diese durch die Versuche ermittelte wirkliche Zunahme des Dampfverbrauches beim Wachsen des Gegendrucks im Kondensator ist viel geringer, als man allgemein angenommen und bei theoretischer Betrachtung erwarten mußte.

Vergleich zwischen den rechnerisch und den versuchsweise ermittelten Dampfverbräuchen und die Wandungseinflüsse bei verschiedenen Luftleeren.

Die rechnerische Ermittlung des Dampfverbrauches bei verschiedenen Kondensatorspannungen muß von einem bei einer bestimmten Luftleere gemessenen Versuchswert ausgehen, wenn man den Boden der wirklichen Vorgänge in der Kolbenmaschine nicht allzuweit verlassen will. Zu grunde gelegt ist der bei 0,1 kg/qcm Kondensatorspannung oben durch Versuch bestimmte Dampfverbrauch pro PS, und Std. und ein dementsprechendes mittleres Diagramm des Niederdruckzylinders. Der Dampfverbrauch pro PS/Stunde für 0,2 kg und 0,3 kg Gegendruck ist nun derart rechnerisch ermittelt worden, daß in dem bei 0,1 kg Kondensatorspannung abgenommenen Niederdruckdiagramm die Gegendrucklinie um 0,1 kg/qcm resp. 0,2 kg/qcm heraufgerückt wurde.

Während die zugehörigen Hoch- und Mitteldruckdiagramme, also auch die Leistungen dieser Zylinder, unverändert blieben, wurde die Leistung des Niederdruckzylinders entsprechend den höher liegenden Gegendrucklinien verkleinert. Für den bei 0,1 kg/qcm Kondensatordruck ermittelten Dampfverbrauch ergeben sich demnach drei verschiedene Maschinenleistungen. Dies ist für gesättigten und überhitzten Dampf in Tabelle 7 durchgeführt.

Tabelle 7.

Rechnerische Ermittlung des Dampfverbrauches bei verschiedenem Vakuum.

Versuch	Aus Versuch 14 b berechnet Gesättigter Dampf			Aus Versuch 22 b berechnet Überhitzter Dampf		
	88,6 %	80 %	70 %	92,4 %	80 %	70 %
Vakuum	n = 144,8			n = 145,5		
Fläche des Niederdruck- } zylinderdiagramms . . } } oben qmm } unten "	1375	1170	885	1220	975	715
Mittlerer Druck p_m kg/qcm	0,493	0,416	0,319	0,436	0,352	0,257
Indz. Leistung Niederdruckzylinder PS	57,2	48,3	37,0	50,8	41,0	29,9
" " Mitteldruckzylinder "	53,1	53,1	53,1	55,0	55,0	55,0
" " Hochdruckzylinder "	65,9	65,9	65,9	69,1	69,1	69,1
Total-Leistung "	176,2	167,3	156,0	174,9	165,1	154,0
Gesamt-Dampfverbrauch pro Side. . kg	1101,8	1101,8	1101,8	942,2	942,2	942,2
Dampfverbrauch pro PS/ Side. . . kg	6,25	6,50	7,07	5,38	5,71	6,12

Dieses Verfahren setzt also voraus, daß die Zylinderkondensation bei den drei Gegendrücken in den drei Zylindern die gleiche geblieben ist und daß auch die Strömungswiderstände des Dampfes in den drei Fällen gleich sind.

Wenn auch diese theoretische Berechnung mit dem bei den Versuchen eingeschlagenen Verfahren nicht ganz im Einklang steht, da die Füllung des Hochdruckzylinders in den drei Fällen als genau gleich vorausgesetzt ist, während bei den Versuchen die Füllungsgrade des Hochdruckzylinders mit dem Gegendruck zunehmen, so ist doch darauf hinzuweisen, daß diese Unterschiede gering sind und nur bei dieser Rechnungsart die Zylinderkondensation und die Strömungswiderstände in den drei Zylindern als konstant angenommen werden können, mithin der Vergleich mit den durch Versuche ermittelten Dampfverbräuchen gerade die durch die Wandungseinflüsse und die verschiedenen Spannungsverluste bedingten Unterschiede hervor-treten läßt.

Die auf diese Weise pro PS/Std. rechnermäßig ermittelten Dampfverbräuche sind in das Schaubild der Fig. 52 (dünn) eingetragen.

Aus dem Vergleich der Kurven in Fig. 52 ist ersichtlich, daß die wirkliche Zunahme des Dampfverbrauches beim Ansteigen des Kondensatorgegendruckes wesentlich geringer ist als die rechnerisch ermittelte. Diese Tatsache läßt darauf schließen, daß bei den höheren Kondensatorgegendrücken (80 und 70% Vakuum) die Verluste in der Maschine zwischen der oberen und unteren Temperaturgrenze geringer sind als bei niedriger Kondensatorspannung.

Dies muß sich auch aus den Gütegraden ergeben, die man für die verschiedenen Kondensatorspannungen ausmittelt. Betrachtet man die mit gesättigtem Dampf ausgeführten Versuche 18a (0,321 kg/qcm Kondensatordruck) und 14b (0,118 kg/qcm Kondensatordruck), so nutzt die verlustlose Maschine pro 1 kg Dampf im ersten Fall 138 WE aus, während tatsächlich nur 95,4 WE pro 1 kg Dampf in der Maschine umgesetzt wurden, dies ergibt einen Gütegrad von 69,1%. Im zweiten Fall, Versuch 14b, werden allerdings pro 1 kg Dampf 101,8 WE nutzbar gemacht, dafür stehen aber 168 WE in der verlustlosen Maschine zur Verfügung, so daß bei gutem Vakuum von 88,6% der Gütegrad nur 60,6% beträgt.

Ebenso ergibt sich ein Unterschied in den Gütegraden bei den Versuchen mit überhitztem Dampf. Bei Versuch 25b mit 0,324 kg/qcm Kondensatordruck, (68,6% Vakuum) 12,2 kg/qcm abs. Dampfeintrittsspannung, berechnet sich ein Gütegrad von 76,2%, während der mit 0,079 kg/qcm Gegendruck (92,4% Vakuum) und 12,1 kg Dampfeintrittsspannung ausgeführte Versuch 22b nur einen Gütegrad von 62,6% ergibt.

Die Verluste innerhalb der Maschine sind daher bei niedrigerem Gegendruck größer als bei höherem, wo ein kleineres Temperaturgefälle vorhanden ist, das den Wärmeaustausch zwischen Dampf und Zylinderwänden vermindert.

Dementsprechend müßten auch die aus den Heizmänteln abgeführten Kondensatmengen bei höherem Gegendruck, also geringerem Gesamttemperaturgefälle abnehmen. Tatsächlich haben die Versuche eine geringe Abnahme ergeben.

Die Heizdampfmen-gen in den einzelnen Zylindern sind für die verschiedenen Gegendrücke in Fig. 53 graphisch aufgetragen.

Es ergibt sich aus dieser Auftragung für Betrieb mit gesättigtem und für Betrieb mit überhitztem Dampf eine gleichmäßige Abnahme der Heizdampfmenge mit der Zunahme des Kondensatorgegendruckes, ein Beweis, daß bei dem höheren Gegendruck infolge der höheren mittleren Wandtemperaturen in den Mänteln weniger Dampf kondensiert.

Bei Betrieb mit überhitztem Dampf wurde der Hochdruckzylinder nicht geheizt, während der Mitteldruck- und Niederdruckzylinder mit gedrosseltem überhitztem Dampf geheizt wurden.

Vergleicht man die bei Betrieb mit überhitztem und mit gesättigtem Dampf aus den Mänteln des Mittel- und des Niederdruckzylinders stündlich abgeführten Heizdampfmenngen, so ergibt sich, daß dieselben bei Heizdampfbetrieb trotz der geringen Überhitzung von 63° vor dem Hochdruckzylinder doch beim Mitteldruckzylinder um ca. 2% geringer als bei Sattdampfbetrieb sind, während im Niederdruckzylinder, wo die Wirkung der Überhitzung des Admissionsdampfes verschwunden sein dürfte, der Unterschied noch etwa 1% beträgt. Die Ursache liegt einerseits in dem im ersteren Fall größeren Wärmeinhalt des Heizdampfes (weil derselbe überhitzt), andererseits in dem geringeren Feuchtigkeitsgehalt des Arbeitsdampfes im 2. und 3. Zylinder bei Heizdampfbetrieb.

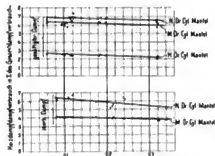


Fig. 55.

Überströmverhältnisse vom Niederdruckzylinder zum Kondensator bei verschiedenen Kondensatorspannungen.

Außer diesen thermischen Einflüssen tragen auch die Überströmverhältnisse zwischen Niederdruckzylinder und Kondensator dazu bei, daß der spezifische Dampfverbrauch bei höherem Gegendruck nicht in dem Maße wächst, wie zu erwarten ist.

Trägt man die durch die Versuche festgestellten Spannungsunterschiede zwischen dem aus den Diagrammen ermittelten Gegendruck auf den Niederdruckkolben und der Kondensatorspannung, wie sie in den Tabellen 5 und 5a angegeben sind, graphisch auf, so ergibt sich die in Fig. 54 dargestellte Kurve.

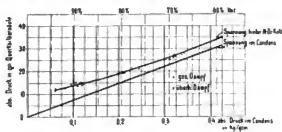


Fig. 54.

Aus derselben geht hervor, daß der Spannungsverlust bei höchster Luftleere von 94% (0,06 kg/qcm abs.) mit 7,5 cm Quecksilbersäule am größten ist, daß er bei 80% noch 4 cm Quecksilbersäule beträgt und einen kleinsten Wert von 3 cm Quecksilbersäule bei ca. 68% Luftleere (0,325 kg/qcm abs.) erreicht. Bei noch höherem Gegendruck steigt der Druckunterschied allerdings wieder etwas an.

Diese Beobachtungen zeigen, daß die Strömungswiderstände zwischen Niederdruckzylinder und Kondensator bei hohem Vakuum viel größer sind als bei niedrigem und daß der geringe Gegendruck des Kondensators bei hoher Luftleere gar nicht auf den Niederdruckkolben zur Wirkung kommt.

Die bei den Versuchen festgestellten Druckunterschiede sind bei Betrieb mit gesättigtem und überhitztem Dampf die gleichen. Dies ist auch nicht anders zu erwarten, da die geringe Überhitzung vor dem Hochdruckzylinder im Mitteldruckzylinder bereits verschwunden ist.

Zwar dürfte der spezifische Dampfgehalt des aus dem Niederdruckzylinder austretenden Dampfes, der auf den Spannungsverlust nicht ohne Einfluss ist, bei Betrieb mit überhitztem Dampf höher sein als bei Betrieb mit gesättigtem Dampf. In der Tat ist auch der Strömungswiderstand bei Betrieb mit überhitztem Dampf bei 0,3 kg/qcm Gegendruck eine Kleinigkeit geringer als bei Satt-Dampf, aber die Unterschiede sind so geringfügig, dass sie praktisch außer Betracht bleiben.

Betrachtet man die Überströmungsverhältnisse im Auspuffrohr nach der im Dampfmaschinenbau beim Entwurf der Steuerungen üblichen Anschauung, so wäre die Dampfgeschwindigkeit im Rohr abhängig von der Kolbengeschwindigkeit einerseits, von Kolben- und Rohrquerschnitt andererseits.

Diese Auffassung ist aber für die Überströmung vom Niederdruckzylinder zum Kondensator nach dem Ergebnis dieser Versuche nicht zutreffend. Man hat sich nicht vorzustellen, dass der Dampf vom Niederdruckkolben vor sich her in den Kondensator geschoben wird.

Bei den geringen absoluten Drucken, bei denen die Überströmung vor sich geht, bedingen kleine Druckabnahmen von einigen cm Qu. S. bereits so große Volumenzunahmen des Dampfes, dass die dem Dampf zur Fortschaffung seines Volumens zu erteilende Geschwindigkeit sehr viel größer sein muss, als sie sich aus dem Verhältnis von Rohr- und Kolbenquerschnitt und aus Kolbengeschwindigkeit (21,9 m/sec.) ergeben würde. Die Überströmung zwischen Niederdruckzylinder und Kondensator ist bei höherem Vakuum vielmehr als Ausflussvorgang des Dampfes aus dem Auspuffrohr zu betrachten und erfordert Umsetzung von Spannungsenergie in Geschwindigkeitsenergie.

Zur Ermittlung der überströmenden Dampfvolumenta ergeben sich zwei Grenzfälle, je nachdem die ersteren entsprechend dem durch Quecksilbermanometer gemessenen Gesamtdruck oder entsprechend dem aus der abgelesenen Temperatur ermittelten Partialdampfdruck bestimmt werden.

Legt man der Berechnung der überströmenden Dampfvolumenta ein dem Gesamtdruck im Kondensator entsprechendes spezifisches Volumen zugrunde, setzt also voraus, dass die vorhandene Luft von keinem Einfluss ist, so ergibt sich die in Fig. 55 mitgeteilte untere Kurve, die für die verschiedenen Luftleeren bei der untersuchten Maschine die überströmenden Dampfmenngen in cbm pro Sekunde resp. die sekundlichen Dampfgeschwindigkeiten erkennen lässt.

Bestimmt man die spezifischen Dampfvolumenta aber nach dem im Kondensator herrschenden Partialdampfdruck, so erhält man für die überströmende Dampfmenge die in Fig. 55 dargestellte obere Kurve. Beide Kurven zeigen starkes Anwachsen mit abnehmender Kondensatorspannung, namentlich zwischen 0,2 kg/qcm und 0,1 kg/qcm Gegendruck und lassen eine noch stärkere Volumenzunahme bei dem im Dampfmaschinenbau angestrebten Vakuum von 95% voraussehen.

Um zu ermitteln, welcher von beiden Grenzfällen zutrifft, habe ich besondere Versuche angestellt. Für diese Versuche wurde am Austrittstutzen der Maschine so dicht als möglich beim Niederdruckzylinder ein in zehntel Grade geteiltes Thermometer und ein Quecksilbermano-

meter angebracht. Außerdem wurde der Druck im Kondensator durch ein Quecksilbermanometer gemessen.

Bei den drei ersten Versuchen A, B und C (Tabelle 8) wurde mit ca. 70, 80 und 90% Vakuum gearbeitet und der Kondensatordruck durch Vergrößerung der Kühlwassermenge vermindert, während bei dem Versuch D zwar dasselbe Vakuum wie bei Versuch B (80%) gehalten

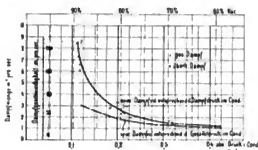


Fig. 55.

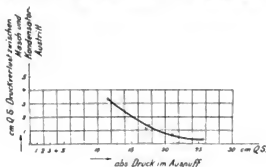


Fig. 56.

wurde, aber der gewünschte Kondensatordruck bei großer Kühlwassermenge durch Ansaugen von Luft erzielt wurde.

Diese Versuche (vergleiche Spalte 5 und 6) zeigen, daß der unmittelbar am Niederdruckzylinder im Überströmrohr herrschende und gemessene Gesamtdruck dem der Dampftabelle bei der Temperatur entspricht, wie letztere durch das Thermometer tatsächlich abgelesen wurde, eine Beobachtung, die auch schon von Weifs gemacht worden ist. Dies gilt sogar für Versuch D mit ungewöhnlich großer Luftmenge.

Der Anteil des Luftdrucks an dem Gesamtdruck im Auspuffrohr ist daher so gering, daß er selbst bei sehr großer Luftmenge nicht nachweisbar ist. Man

Tabelle 8.

Versuche zur Feststellung des Zusammenhanges von Dampfdruck und Dampftemperatur im Auspuffrohr.

Mittelwerte aus alle zwei Minuten gemachten Ablesungen.

1	2	3	4	5	6	7	8	Bemerkungen
Versuch	Zeit	Barom.-Std.	abs. Druck im Auspuff	Dampf-temp. n Dampf-tab. u. Spalte 4	Dampf-temp. im Auspuff abgelesen	Vakuum im Kondens.	Kühlwassermenge	
	30 X. 02	em Qm	em Qm	° C	° C	%	cm³/Min.	
A	11 ¹⁸ Uhr bis 11 ²² Uhr	76,1	23,8	70,0	70,5	68,5	11,46	Vakuum durch Ändern der Kühlwassermenge beeinflusst
B	1 ¹² „ „ 1 ⁰⁰ „	76,0	15,6	61,0	61,0	79,2	15,84	
C	2 ²³ „ „ 2 ²⁴ „	76,0	6,2	41,8	41,6	92,4	41,46	
D	2 ²⁴ „ „ 3 ⁰⁷ „	76,0	15,5	60,4	60,8	80,0	41,89	

Tabelle 9.
Versuche zur Feststellung des Druckverlustes zwischen NZ. Auspuff und
Kondensator Austritt.

1	2	3		4		5		6		7		8	Bemerkungen
		Barometerstand cm-Q.S.	Vakuum cm Qu. S.		Vakuum i. Kondensator %	Absol. Druck cm Qu. S.		Druckverlust zwischen Masch. u. Kond. cm-Q.S.					
			im Auspuff	Kond. Austritt		im Auspuff	Kond. Austritt						
a	76,7	65,07	68,35	90	11,53	8,26	3,28	Gutes Vakuum					
b	"	59,03	60,37	79	17,57	16,22	1,35	Vakuum d. Kühlwasser- mangel verschlechtert.					
c	"	56,6	56,3	73	21,0	20,3	0,7						
d	"	59,3	60,43	79	17,3	16,17	1,13	Vakuum d. Einströmen v. Luft verschlechtert.					
e	"	51,08	51,4	67	25,57	25,2	0,37						

kann daher annehmen, daß die überströmenden Dampfvolumina in der Nähe der unteren Kurve der Fig. 55 verlaufen. Ein Blick auf diese Figur zeigt, daß diese Volumina mit Abnahme des Gegendruckes selbst in den günstigeren zweiten Fall rapid zunehmen, so daß die festgestellte tatsächliche Zunahme des Spannungsverlustes durchaus erklärlich erscheint.

Auch der Druckverlust zwischen Auspuffstutzen des Niederdruckzylinders und Kondensatoraustritt, bei dem die durch die Auslaßorgane des Niederdruckzylinders verursachten

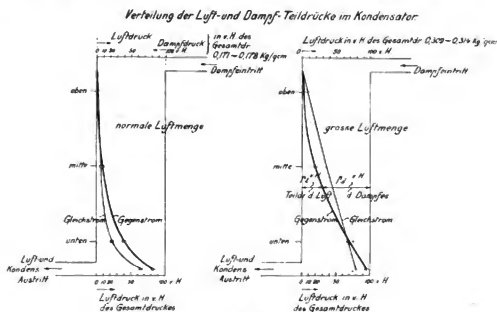


Fig. 87.

Strömungswiderstände also nicht in Betracht kommen, wurde bei verschiedenen Luftleeren besonders bestimmt durch die in Tabelle 9 aufgeführten Versuche. Die in cm-Q. S. ermittelten, in Spalte 8 enthaltenen Druckverluste sind in Fig. 56 aufgetragen; sie zeigen denselben Ver-

Tabelle 10.
Versuche zur Feststellung der Druck- und Temperaturabstufung im Kondensator.
Mittelwerte der Ableitungen

Nr.	Art des Betriebs	Zeit	Luftdruck	Luftdruck	Luftdruck	Temperatur des Dampf-Luftgemisches		Temperatur des Dampf-Luftgemisches		Temperatur des Dampf-Luftgemisches		Temperatur des Dampf-Luftgemisches		Luftdruck	Luftdruck	Luftdruck			
						absolut	relativ	absolut	relativ	absolut	relativ	absolut	relativ						
I	gleichförmig	10 bis 10 ¹⁰	78,4	68,5	0,171 V	57,1	66,6	64,1	57,9	24,2	0,177 V	0,170	—	0,156	0,015	0,102	0,071	0,051	0,140
II	gleichförmig	10 bis 11 ¹⁰	78,4	63,5	0,171 V	57,2	56,7	59,8	23,7	—	—	—	0,152	0,023	0,107	0,067	0,050	0,144	
III	gleichförmig	10 bis 12 ¹⁰	78,4	63,5	0,171 V	57,8	57,2	56,3	23,3	57,3	0,184 V	0,170	0,097	0,172	0,089	0,138	0,078	0,094	0,111
IV	gleichförmig	10 bis 14 ¹⁰	78,4	62,7	0,169	57,8	57,1	56,7	23,0	58,5	0,190	0,170	0,097	0,161	0,016	0,138	0,078	0,085	0,113
V	gleichförmig	10 bis 15 ¹⁰	78,4	62,7	0,169	57,8	57,1	56,7	23,0	58,5	0,190	0,170	0,097	0,161	0,016	0,138	0,078	0,085	0,113
VI	gleichförmig	10 bis 16 ¹⁰	78,4	62,7	0,169	57,8	57,1	56,7	23,0	58,5	0,190	0,170	0,097	0,161	0,016	0,138	0,078	0,085	0,113
VII	gleichförmig	10 bis 17 ¹⁰	78,4	62,7	0,169	57,8	57,1	56,7	23,0	58,5	0,190	0,170	0,097	0,161	0,016	0,138	0,078	0,085	0,113
VIII	gleichförmig	10 bis 18 ¹⁰	78,4	62,7	0,169	57,8	57,1	56,7	23,0	58,5	0,190	0,170	0,097	0,161	0,016	0,138	0,078	0,085	0,113
IX	gleichförmig	10 bis 19 ¹⁰	78,4	62,7	0,169	57,8	57,1	56,7	23,0	58,5	0,190	0,170	0,097	0,161	0,016	0,138	0,078	0,085	0,113
X	gleichförmig	10 bis 20 ¹⁰	78,4	62,7	0,169	57,8	57,1	56,7	23,0	58,5	0,190	0,170	0,097	0,161	0,016	0,138	0,078	0,085	0,113

*) bei 6 cm Vakuum ist Gesamtdruck Kondensiert um 8,06 mmHg höher als bei Absorbt. Hieraus abzuleitendes Gesamtdrucke interpoliert

Tabelle 11.
Kühlwasserverbrauch.

1. Versuchszahl	90 %										80 %					70 %					
	1a	2a	3a	4a	5a	6a	7a	8a	9a	10a	11a	12a	13a	14a	15a	16a	17a	18a	19a	20a	
1. Nummer des Versuchs	177,0	179,0	175,0	175,1	176,4	172,6	175,8	175,1	175,6	174,2	174,4	172,6	172,6	174,4	172,6	172,6	172,6	172,6	172,6	172,6	172,6
2. Gesamtindikatorleistung	91,3	94,2	90,3	89,7	90,8	88,3	88,4	88,9	88,8	88,6	88,6	88,6	88,6	88,6	88,6	88,6	88,6	88,6	88,6	88,6	88,6
3. Wasserverbrauch pro Sek. des abstrahlenden Kondensators in Promille	41,07	—	—	—	—	40,06	39,34	39,34	39,34	39,34	39,34	39,34	39,34	39,34	39,34	39,34	39,34	39,34	39,34	39,34	39,34
4. Kühlwasserverbrauch pro Sek. des abstrahlenden Kondensators	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4
5. Kühlwasserverbrauch pro Sek. des abstrahlenden Kondensators	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4
6. Kühlwasserverbrauch pro Sek. des abstrahlenden Kondensators	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4
7. Kühlwasserverbrauch pro Sek. des abstrahlenden Kondensators	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4
8. Kühlwasserverbrauch pro Sek. des abstrahlenden Kondensators	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4
9. Kühlwasserverbrauch pro Sek. des abstrahlenden Kondensators	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4
10. Kühlwasserverbrauch pro Sek. des abstrahlenden Kondensators	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4
11. Kühlwasserverbrauch pro Sek. des abstrahlenden Kondensators	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4

Tabelle 11a.
Kühlwasserverbrauch.

1. Versuchszahl	90 %										80 %					70 %					
	1a	2a	3a	4a	5a	6a	7a	8a	9a	10a	11a	12a	13a	14a	15a	16a	17a	18a	19a	20a	
1. Nummer des Versuchs	177,0	179,0	175,0	175,1	176,4	172,6	175,8	175,1	175,6	174,2	174,4	172,6	172,6	174,4	172,6	172,6	172,6	172,6	172,6	172,6	172,6
2. Gesamtindikatorleistung	91,3	94,2	90,3	89,7	90,8	88,3	88,4	88,9	88,8	88,6	88,6	88,6	88,6	88,6	88,6	88,6	88,6	88,6	88,6	88,6	88,6
3. Wasserverbrauch pro Sek. des abstrahlenden Kondensators in Promille	41,07	—	—	—	—	40,06	39,34	39,34	39,34	39,34	39,34	39,34	39,34	39,34	39,34	39,34	39,34	39,34	39,34	39,34	39,34
4. Kühlwasserverbrauch pro Sek. des abstrahlenden Kondensators	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4
5. Kühlwasserverbrauch pro Sek. des abstrahlenden Kondensators	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4
6. Kühlwasserverbrauch pro Sek. des abstrahlenden Kondensators	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4
7. Kühlwasserverbrauch pro Sek. des abstrahlenden Kondensators	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4
8. Kühlwasserverbrauch pro Sek. des abstrahlenden Kondensators	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4
9. Kühlwasserverbrauch pro Sek. des abstrahlenden Kondensators	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4
10. Kühlwasserverbrauch pro Sek. des abstrahlenden Kondensators	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4
11. Kühlwasserverbrauch pro Sek. des abstrahlenden Kondensators	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4

lauf bei den verschiedenen Luftleeren wie die oben zwischen Kondensatorspannung und den Gegendrücken auf den Niederdruckkolben festgestellten Unterschiede, d. h. der größte Druckverlust tritt bei dem hohen Vakuum auf, der kleinste bei niederem Vakuum.

Verhalten des Oberflächenkondensators bei Gleich- und bei Gegenstrombetrieb und Kühlwassermengen.

Die Verteilung des Luft- und Dampfteildruckes im Kondensator ist von der einströmenden Luftmenge und von der Richtung des Kühlwasserstroms durch den Kondensator abhängig. Über diese Verhältnisse, die durch Temperaturmessungen im Kondensator oben, mitte und unten, geklärt wurden, gibt die Tabelle 10 und die graphische Darstellung, Fig. 57, Aufschluß. Der Anteil des Luftdrucks an dem Gesamtdruck ist bei normaler Luftmenge auch im oberen Teil des Kondensators noch so gering, daß er kaum nachweisbar. Nur wenn der Kondensatordruck durch Einlassen von Luft erhöht wird, läßt sich hier ein kleiner Luftdruck, insbesondere bei Gleichstrombetrieb, nachweisen. Der größte Luftdruck tritt in allen Fällen im untersten Teil des Kondensators ganz zuletzt auf, an dieser Stelle hat die Pumpe abzusaugen. Hier ist, wie zu erwarten, bei Gegenstrombetrieb der Luftdruck in beiden Fällen (normale und große Luftmenge) etwas größer als bei Gleichstrombetrieb, woraus sich einer der Vorteile des Gegenstromverfahrens ergibt. Aus dem Verlauf der Teildrücke von Luft und Dampf in Fig. 57 kann man schließen, daß ein stehender Oberflächenkondensator der liegenden Anordnung vorzuziehen ist, weil die Zone des höchsten Luftdrucks, wo die Pumpe abzusaugen hat, sich tief unten befindet und an sich nur eine niedere Schicht einnimmt, die sich bei einem stehenden Kondensator auf eine kleine Fläche, bei einem liegenden aber auf eine große Fläche verteilt, so daß im ersteren Fall das Absaugen der Luft von höchstem Druck durch die Luftpumpe sicherer gewährleistet wird.

Aus den Versuchen C und D der Tabelle 8 geht auch ferner die längst bekannte Notwendigkeit hervor, ein hohes Vakuum in erster Linie dadurch zu erreichen, daß der Lufteintritt in die Maschine auf ein Minimum beschränkt wird, anstatt daß die Kühlwassermenge über Gebühr gesteigert wird, was, wie die Versuche ergeben, bei großer Luftmenge das Vakuum unberührt läßt. Bei geringer Luftmenge folgt aber die Kondensatorspannung umgekehrt proportional der Kühlwassermenge.

Es ist interessant darauf hinzuweisen, daß die bei den verschiedenen Luftleeren beobachteten Kühlwassermengen, durch deren Veränderung die verschiedenen Kondensatorspannungen erzielt worden sind, nicht von dem Gesamtdruck, sondern von dem (Partial-)Dampfdruck im Kondensator abhängig sind. Dies ergibt sich aus den Schaubildern Fig. 58 und 59.

In Fig. 58 sind die Kühlwassermengen pro kg Arbeitsdampf in bezug auf die bei den Versuchen tatsächlich durch die Quecksilbersäule gemessenen Kondensatorspannungen (Gesamtdruck) aufgetragen. Es ergibt sich dabei, daß die einzelnen Versuchsergebnisse infolge der verschiedenen jeweilig vorhandenen Luftmengen oft erheblich aus der Kurve herausfallen, während sie genau auf einer Kurve liegen, wenn man sie in bezug auf den Dampfteildruck und einen überall als gleich angenommen mittleren Luftdruck von 4,75 mm Q.-S. aufträgt (Fig. 59). Dies steht mit den Ergebnissen der Versuche C und D, Tabelle 8, im Einklang und ergibt sich auch aus

theoretischen Erwägungen, da die mittlere Kühlwassertemperatur die Dampftemperatur im Kondensator beeinflusst, und letzterer ein ganz bestimmter Dampfdruck entspricht. Der Gesamtdruck kann allerdings, je nach dem Anteil des Luftdrucks von einem Minimalwert ab, verschiedene Größen annehmen.

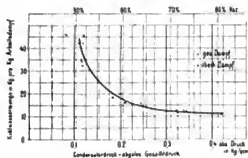


Fig. 54.

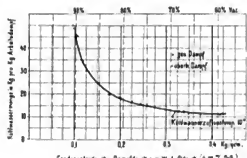


Fig. 55.

Die pro kg Arbeitsdampf benötigten Kühlwassermengen sind je nach der Kondensatorspannung sehr verschieden. Dieselben ergeben sich aus den Tabellen 11. Bei 0,3 kg Kondensatordruck kommt man mit der 13fachen Kühlwassermenge aus, während man bei 0,1 kg Gegendruck die mehr als 40fache benötigt selbst bei der niederen Kühlwassertemperatur von 10°.

Folgerungen aus den Versuchen für den Dampfmaschinenbau.

Aus den Versuchen ergibt sich zunächst, daß man die Querschnitte der Auslaßorgane des Niederdruckzylinders wesentlich gegenüber den jetzt üblichen Abmessungen vergrößern muß, wenn man bei hohem Vakuum tatsächlich den Kondensatordruck auf den Niederdruckkolben wirken lassen will. Ferner wird man den Kondensator so dicht als möglich an den Niederdruckzylinder heransetzen müssen. Ob beides konstruktiv immer möglich ist, bleibe dahingestellt.

Für die Wirtschaftlichkeit der Maschine ist nicht der Dampfverbrauch pro indizierte PS und Stunde maßgebend, sondern der Wärmeverbrauch, und zwar pro Nutzferd und Stunde.

In Tabelle 12 und 12 a und dementsprechend in Fig. 60 ist zunächst der Wärmeverbrauch, vor der Maschine gemessen, pro indizierte PS und Stunde bei verschiedenen Luftleeren für Betrieb mit gesättigtem und mit überhitztem Dampf veranschaulicht. Der Bruttowärmeverbrauch verläuft proportional dem Dampfverbrauch. Bei richtig angelegtem Dampftrieb würde es aber zweckmäßiger sein, das aus der Maschine ablaufende ölfreie heiße Kondensat möglichst ohne Verluste in die Kessel zurückzuführen. Da ist zunächst das Kondensat aus dem Hoch-, Mittel- und Niederdruckzylindermantel bei Betrieb mit gesättigtem Dampf und aus dem Mittel- und Niederdruckzylindermantel bei Betrieb mit überhitztem Dampf.

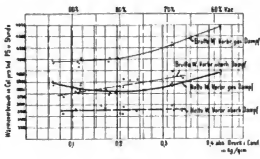


Fig. 60.

Tabelle 12.
Berechnung des Wärmeverbrauchs.

Vermessungsbeob.	Tabelle 99%.										erweit. Dampf										Tabelle 99%.										Tabelle 99%.									
	1.A	1.B	1.C	1.D	1.E	1.F	1.G	1.H	1.I	1.J	1.A	1.B	1.C	1.D	1.E	1.F	1.G	1.H	1.I	1.J	1.A	1.B	1.C	1.D	1.E	1.F	1.G	1.H	1.I	1.J	1.A	1.B	1.C	1.D	1.E	1.F	1.G	1.H	1.I	1.J
Numerus der Versuchs	3.4	3.5	3.6	3.7	3.8	3.9	4.0	4.1	4.2	4.3	4.4	4.5	4.6	4.7	4.8	4.9	5.0	5.1	5.2	5.3	5.4	5.5	5.6	5.7	5.8	5.9	6.0	6.1	6.2	6.3	6.4	6.5	6.6	6.7	6.8	6.9	7.0	7.1	7.2	7.3
Wärmeverbrauch pro Pkw. stunde	4108	4125	4130	4136	4138	4139	4140	4141	4142	4143	4144	4145	4146	4147	4148	4149	4150	4151	4152	4153	4154	4155	4156	4157	4158	4159	4160	4161	4162	4163	4164	4165	4166	4167	4168	4169	4170	4171	4172	4173
Höchstzuläss. Kondensat auf Oberflächkondensator	913	912	914	911	905	866	872	906	878	866	809	908	999	1049	995	995	995	995	995	995	995	995	995	995	995	995	995	995	995	995	995	995	995	995	995	995	995	995	995	995
Temperatur	20.9	22.1	—	—	—	22.0	22.7	22.6	23.4	23.4	23.4	23.4	23.4	23.4	23.4	23.4	23.4	23.4	23.4	23.4	23.4	23.4	23.4	23.4	23.4	23.4	23.4	23.4	23.4	23.4	23.4	23.4	23.4	23.4	23.4	23.4	23.4	23.4	23.4	
Hochdruck, Mitteldruck, Niederdruck Maschine, Kondensat	20.9	20.8	19.1	18.7	18.4	21.9	21.7	20.6	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	
Wärmeverbrauch pro Pkw. stunde	20.9	20.8	19.1	18.7	18.4	21.9	21.7	20.6	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	

Tabelle 12a.

Vermessungsbeob.	Tabelle 99%.										Erschleierter Dampf										Tabelle 99%.										Tabelle 20%.									
	27.A	27.B	27.C	27.D	27.E	27.F	27.G	27.H	27.I	27.J	27.A	27.B	27.C	27.D	27.E	27.F	27.G	27.H	27.I	27.J	27.A	27.B	27.C	27.D	27.E	27.F	27.G	27.H	27.I	27.J	27.A	27.B	27.C	27.D	27.E	27.F	27.G	27.H	27.I	27.J
Numerus der Versuchs	27.A	27.B	27.C	27.D	27.E	27.F	27.G	27.H	27.I	27.J	27.A	27.B	27.C	27.D	27.E	27.F	27.G	27.H	27.I	27.J	27.A	27.B	27.C	27.D	27.E	27.F	27.G	27.H	27.I	27.J	27.A	27.B	27.C	27.D	27.E	27.F	27.G	27.H	27.I	27.J
Wärmeverbrauch pro Pkw. stunde	27.A	27.B	27.C	27.D	27.E	27.F	27.G	27.H	27.I	27.J	27.A	27.B	27.C	27.D	27.E	27.F	27.G	27.H	27.I	27.J	27.A	27.B	27.C	27.D	27.E	27.F	27.G	27.H	27.I	27.J	27.A	27.B	27.C	27.D	27.E	27.F	27.G	27.H	27.I	27.J
Höchstzuläss. Kondensat auf Oberflächkondensator	913	912	914	911	905	866	872	906	878	866	809	908	999	1049	995	995	995	995	995	995	995	995	995	995	995	995	995	995	995	995	995	995	995	995	995	995	995	995	995	995
Temperatur	20.9	22.1	—	—	—	22.0	22.7	22.6	23.4	23.4	23.4	23.4	23.4	23.4	23.4	23.4	23.4	23.4	23.4	23.4	23.4	23.4	23.4	23.4	23.4	23.4	23.4	23.4	23.4	23.4	23.4	23.4	23.4	23.4	23.4	23.4	23.4	23.4	23.4	
Hochdruck, Mitteldruck, Niederdruck Maschine, Kondensat	20.9	20.8	19.1	18.7	18.4	21.9	21.7	20.6	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	
Wärmeverbrauch pro Pkw. stunde	20.9	20.8	19.1	18.7	18.4	21.9	21.7	20.6	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	20.8	

Arbeitet die Maschine mit Oberflächenkondensation und schaltet man zwischen Niederdruckzylinder und Kondensator einen Ölabscheider ein, die heutzutage ohne merkbarer Widerstand mit Sicherheit 90 bis 95% des im Dampf mitgeführten Öls ausscheiden, so ist es auch vorteilhaft, das aus dem Kondensator ablaufende reine Kondensat wieder in die Kessel zurückzuspeisen. Dieser Vorteil tritt besonders hervor, falls die Maschine mit hohem Gegendruck arbeitet. So hat bei 90% Vakuum dieses Kondensat 23%, bei 80% Vakuum 54% und bei 70% Vakuum ca. 66%. Je schlechter die Luftleere, um so vorteilhafter ist es, das Kondensat aus dem Oberflächenkondensator zurückzunehmen. Ebenso ergibt das Zurückfördern des reinen Mantelwassers in den Kessel eine erhebliche Wärmeersparnis.

Der Gesamtückgewinn an Wärme aus Oberflächen-Kondensat und Mantelwasser beträgt bei 90% Luftleere und gesättigtem Dampf 7,6%, bei 80% Vakuum 10% und bei 70% Vakuum 12,5%, was einer gleich großen Kohlenersparnis entspricht, wenn man von den geringen Wärmeverlusten bei der Rückleitung des Kondensates absieht.

Stellt man unter Berücksichtigung des Rückgewinns an Wärme den Wärmeeaufwand für die verschiedenen Luftleeren dar, wie dies in Tabelle 12 und 12a und in Fig. 60 geschehen ist, so ergibt sich bei Betrieb mit gesättigtem Dampf der günstigste Wärmeeaufwand für die Maschine pro indizierte PS und Stunde überhaupt nicht bei 0,1 kg/qcm, sondern bei 0,2 kg/qcm absolutem Gegendruck, und bei Betrieb mit überhitztem Dampf ist zwischen dem kleinsten und dem größten Gegendruck (90 und 70% Vakuum) überhaupt kein merkbarer Unterschied im spezifischen Wärmeeaufwand.

Der Kondensationswasserabführung und der Zurückführung des heißen Kondensats wird bei Dampfbetrieben überhaupt viel zu wenig Beachtung geschenkt.

In der Regel erfolgt die Abführung des Kondensationswassers durch Kondensationsköpfe, die in kurzer Zeit in bezug auf die Dichtheit der Abschlussventile zu wünschen übrig lassen, namentlich bei Betrieb mit überhitztem Dampf, und bei denen stets Dampfverluste mit auftreten.

Während sich aus der Darstellung in Fig. 60 ergibt, daß bei Rückführung der heißen Kondensate in den Kessel bei der untersuchten Dampfmaschine annähernd der gleiche Wärmeeaufwand pro PS_i/Stunde auftritt, ganz gleichgültig, ob das Vakuum der Dampfmaschine ein hohes von 90% oder ein niedriges von 70% ist, dürfte dagegen bei Berücksichtigung des Wärmeeaufwandes pro Nutzpferd und Stunde es zweifellos wirtschaftlicher sein, mit geringerem Vakuum zu arbeiten. Man beachte nur die in Fig. 58 dargestellten Kühlwassermengen, die bei 70% Vakuum nur das 13fache bei 90% Vakuum dagegen das 40fache des Dampfgewichts ansmachen. Dabei handelt es sich um eine Temperatur des zuzuführenden Kühlwassers von 10°, also um Verhältnisse, wie sie im praktischen Betrieb selten so günstig auftreten.

Die Bewegung des Kühlwassers erfordert Arbeitsaufwand, und zwar beträgt derselbe bei 70% Vakuum etwa den vierten Teil der bei 90% Vakuum hierfür aufzuwendenden Arbeit. Berücksichtigt man dies, sowie die Wandungseinflüsse und Strömungswiderstände, so ergibt sich zweifellos, daß der ökonomisch günstigste Wärmeeaufwand der Kolbenmaschine pro Nutzpferd nicht bei dem höchsten Vakuum liegt, sondern etwa bei 80% Vakuum zu erwarten ist. Diese Tatsache verschiebt sich weiter zugunsten des geringeren Vakuums, wenn Rückkühlanlagen angewendet werden müssen, bei denen die zirkulierenden Kühlwassermengen an sich erheblich größer sind, und es nur mit kostspieligen Einrichtungen möglich ist,

überhaupt ein hohes Vakuum zu erzielen, so daß naturgemäß die dafür aufzuwendende Nebenarbeit noch weit mehr ins Gewicht fällt.

Als Endresultat kann man aus den Versuchen folgern, daß in den Fällen, in denen kaltes Kühlwasser in ausreichender Menge zur Verfügung steht, dann wirtschaftlicher Vorteil bei Betrieb mit hohem Vakuum zu erwarten ist, wenn dasselbe auch wirklich auf den Niederdruckkolben zur Wirkung kommt d. h. wenn der Oberflächenkondensator dicht an den Niederdruckzylinder gerückt werden kann und die Querschnitte der Auslaßorgane und des Auspuffrohrs entsprechend den großen überströmenden Dampfvolümina reichlich groß genommen werden können, daß aber in der großen Mehrzahl der anderen Fälle, und vor allen Dingen da, wo zur Kondensation rückgekühltes Wasser verwendet werden muß, ein weniger hohes Vakuum zwischen 70 und 80% wirtschaftlich vorteilhafter ist, insbesondere wenn die heißen Kondensate aus der Dampfmaschine in den Kessel zurückgefördert werden.

Namentlich bei Zentralkondensationen dürfte es wirtschaftlich günstiger sein, mit mäßigem Vakuum, etwa 75—80% zu arbeiten, weil bei den hier naturgemäß vorliegenden großen, aber unvermeidlichen Entfernungen zwischen Maschinen und Kondensator die auftretenden Strömungswiderstände ohnedies stark erhöht werden und weil man hier bei Arbeiten mit geringerem Vakuum mit wesentlich kleineren Spannungsverlusten zwischen Kondensator und Maschinen auskommt.

III. Versuche mit Dampfturbinen, insbesondere bei verschiedenen Kondensatorspannungen.

Bekanntlich wird der Dampfverbrauch der Dampfturbine außerordentlich durch die Höhe des Gegendrucks im Kondensator beeinflusst. Es ist interessant, diesen Einfluss durch Versuche festzustellen und dem vorher erörterten Verhalten der Kolbenmaschine gegenüberzustellen.

In dem nach meinen Entwürfen eingerichteten Maschinen-Laboratorium der Kgl. Technischen Hochschule Danzig ist eine 150 KW-Rateau-Oerlikon Dampfturbine zur Aufstellung gekommen, welche zunächst auf dem Versuchsfeld in Oerlikon mit einem geringen Gegendruck von 0,1 kg/qcm abs. probiert worden war und welche bei der Inbetriebsetzung der Anlage in Danzig von mir noch mit wesentlich höherem Gegendruck bei Belastung und bei Leerlauf untersucht worden ist. Über diese Versuche und ihre Bearbeitung soll zunächst berichtet werden.

Die Turbine ist mit einem Gleichstrom-Generator direkt gekuppelt und soll bei 3000 minutlichen Umläufen, 11 Atm. Dampfdruck am Einlassventil und einer Kondensatorspannung von 0,1 kg/qcm abs. 150 KW im Dauerbetrieb ohne schädliche Erwärmung der Dynamo leisten.

Der Aufbau der Turbine ist in drei Radgruppen ausgeführt und ergibt sich aus der Fig. II und IV der beiliegenden Tafel.

Die untersuchte Turbine, dem System nach bekanntlich eine reine Druckturbine, hat 13 Laufräder, die hintereinander auf einer gemeinschaftlichen Welle aufgebracht und durch Scheidewände voneinander getrennt sind. In der Mitte hat die Welle den größten Durchmesser von 90 mm, der sich nach den beiden Stopfbüchsen zu absatzweise bis auf 80 mm vermindert, damit sich die Laufräder von den Seiten bequem aufschieben lassen. Der Dampf wird der Turbine durch einen ringförmigen, im Deckel ausgebildeten Kanal zugeführt, von wo er durch den ebenfalls im Deckel untergebrachten ersten Leitapparat in das teilweise beaufschlagte erste Laufrad gelangt. Es sind drei Hochdruckräder von gleichem Durchmesser und gleicher Schaufelhöhe, aber entsprechend der Volumzunahme des Dampfes von zunehmender Beaufschlagung ausgeführt.

Die Schaufeln der Laufräder sind aus Stahlblech gestanz, gebogen und auf den früher einfach, in neuerer Zeit doppelt umgebördelten Rand der Radscheiben genietet, die ihrerseits auf Stahlgufsnaben festgenietet sind. Um das mit den Schaufeln versehene Rad ist ein dünnes Stahlband gelegt und ebenfalls mit den Schaufeln vernietet. Der Abstand der Laufräder von

dem Leitkranz und dem Gehäuse beträgt überall 4—6 mm, ist also so reichlich, daß Austreifen auch bei großen Temperaturschwankungen ausgeschlossen ist.

Aus der Hochdruckgruppe gelangt der Dampf zu vier Mitteldruckrädern von etwas größerem Durchmesser als die Hochdruckräder und ebenfalls zunehmender Beaufschlagung.

Zur Überlastung der Turbine oder zur Erzielung der Normalleistung bei Auspuffbetrieb kann mittels Überlastungsventiles unmittelbar Dampf aus dem Ringraum vor dem ersten Hochdruckrad auf die Mitteldruckräder gegeben werden. Diese Einrichtung hat sich im Betrieb in Danzig durchaus bewährt.

Aus den Mitteldruckrädern gelangt der Dampf zu der Niederdruckgruppe, bestehend aus je drei Laufrädern von gleichem äußeren Durchmesser und wachsender Beaufschlagung und aus je drei Laufrädern von zunehmendem äußeren Durchmesser, die voll beaufschlagt sind und daher wachsende Schaufelhöhe haben müssen. Auf der Niederdruckseite ist der Deckel so ausgebildet, daß der aus dem letzten Niederdruckrad ausströmende Dampf allseitig einen großen Querschnitt zum Überströmen nach dem Kondensator vorfindet.

Die Turbinenwelle wird nur von zwei außerhalb des Dampfraumes befindlichen, wassergekühlten Lagern mit doppelter Ringschmierung getragen. Das in den Lagern durch eine Rotationspumpe ständig umgetriebene Öl wird durch einen unter Flur angeordneten Röhrenkühler gekühlt. Bemerkenswert ist die Wellendichtung nach außen. Es sind zunächst die Welle dicht umschließende Büchsen eingebaut, die mit dem ersten und dem letzten Laufrad kammartig zu einer Labyrinthdichtung verzahnt sind. Die Büchsen sind auf ihrer äußeren Seite zu einer Vorkammer ausgebildet, die nach außen durch einen Deckel abgeschlossen wird. Diese Vorkammern werden stets auf der Hochdruck- und auf der Niederdruckseite mit Dampf von 1,2 bis 1,5 Atm. abs. erforderlichenfalls auch von höherer Spannung durch eine selbsttätige Vorrichtung gefüllt gehalten, die so angeordnet ist, daß der durch die Hochdruckbüchse tretende Dampf in der Regel zur Füllung der Vorkammer auf der Niederdruckseite dient. Dadurch soll verhütet werden, daß auf der Niederdruckseite Luft von außen in die Turbine hineingelangt.

Die Überleitung des Sperrdampfes und die Anfrachterhaltung des Dichtungsdruckes wird durch die in Fig. I der Tafel dargestellte selbsttätige Einrichtung besorgt. Der auf der Hochdruckseite in die Vorkammer eintretende Dampf gelangt durch ein Rohr von 30 mm l. W. in den kugelförmigen Raum *A* des Druckregulators, der auch mit der Vorkammer der Niederdruckbüchse in Verbindung steht. Der Regulierapparat ist so eingerichtet, daß in diesem Kugelraum stets der gleiche Druck von 1,2 bis 1,5 Atm. gehalten wird. Tritt beispielsweise zuviel Dampf von der Hochdruckdichtung in den Kugelraum über, so daß hier der Druck zu steigen anfängt, so wird der Kolben des Druckreglers *C* stärker belastet und die Feder *F* mehr zusammengedrückt, wodurch der Schieber *B* soviel Dampf in den Niederdruckzylinder der Turbine abströmen läßt, bis der Druck im Kugelraum *A* wieder auf die normale Höhe gesunken ist. Tritt anderseits aus der Hochdruckdichtung zu wenig Dampf in den Kugelraum über, so daß der Druck darin unter 1,2 bis 1,5 Atm. abs. sinkt, so drückt die Feder *F* den Kolben *C* in die Höhe und der Schieber *D* läßt eine entsprechende Menge Frischdampf in den Kugelraum einströmen. Bei Inbetriebsetzung der Turbine kann man mittels Öse die Kolbenstange *G* von Hand bewegen und hierdurch unmittelbar Dampf in die Vorkammer einführen. Infolge des Einbaues

dieses Druckreglers haben die äußeren Stopfbüchsen der Wellen nur gegen den geringen Überdruck von 0,2 bis 0,5 Atm. abzudichten. Das geschieht durch eine Metallpackung, die nach Art der Schwabepackung aus einem in drei Teile zerschnittenen Zylinder aus Grauguss besteht, dessen einzelne Teile durch umgelegte kreisförmige Spiralfedern an die Welle und durch eine eiserne Platte mittels gewöhnlicher Spiralfedern an die Dichtungsbüchse gedrückt werden.

Das Lager der Turbinenwelle auf der Niederdruckseite ist mit dem Deckel des Turbinengehäuses vergossen und enthält mit Weißmetall ausgekleidete Lagerschalen. Die Ölräume der Lager sind durch Labyrinthdichtung nach außen abgeschlossen.

Die Regelung der Turbine erfolgt durch Drosselung; der Dampf gelangt durch das Einstromrohr zunächst mittels eines Hilfsabschlusses (Doppelsitzventil) in den zylindrischen Schieberkasten, in dem ein vom Regulator betätigter Kolbenschieber die Drosselregulierung besorgt. Der Drosselschieber wird, um die Reibung aufzuheben, von der senkrechten Regulatorwelle mittels doppelter Schneckenübersetzung in langsame Drehung versetzt. Die Belastung des Federreglers und damit die Umlaufzahl der Turbine kann durch ein Handrad während des Betriebes verändert werden.

Der Antrieb der senkrechten Regulatorwelle durch Schnecke und Schneckenrad von der Turbinenwelle aus ist aus Fig. III der Tafel erkennbar. Der Regulator wirkt direkt auf das Steuerorgan. Der ursprüngliche Regulator hatte zu geringe Energie, es wurde nachträglich ein kräftiger Regler eingebaut, der die Regulierung einwandfrei besorgt.

Auf dem unteren Teil der Regulatorwelle sitzt noch ein zweiter sogenannter Sicherheitsregulator, der bei Überschreitung der höchsten zugelassenen Umlaufzahl von 3300 i. d. Minute den Dampf selbsttätig mittels des oben erwähnten Doppelsitzventils absperrt. Ein Tachometer zeigt die Umlaufzahlen. Der Hilfsregler verdreht mittels Winkelhebel und Lenkstange eine wagerechte Achse, auf der das Doppelsitzventil sitzt, das für gewöhnlich mittels Bajonettverschlusses geöffnet gehalten wird. Tritt der Hilfsregler in Tätigkeit, so schnappt der Bajonettverschluss aus und eine Feder schließt das Hilfsabsperrventil momentan ab. Der Abschluss kann auch von Hand bewirkt werden.

Die Turbine hat in der vergangenen Betriebsperiode gut entsprochen, dagegen scheint die Belastung der Bürsten des Kollektors der Gleichstromdynamo mit normal 70 Amp. zu hoch zu sein, wenigstens ergibt bei höherer Belastung eine Schwankung derselben um 20–30 Amp. ein Funken der Bürsten, das ihre Verstellung notwendig macht.

Fig. 61 stellt die äußere, gefällige Ansicht des Turbogenerators dar und läßt den an der Dynamo zur Kühlung angebrachten Ventilator erkennen.

Die Turbine ist auf meine Veranlassung in weitgehendem Maße für Studienzwecke eingerichtet, insbesondere sind Vorkehrungen getroffen, um



Fig. 61.
150 kW Watson-Örtliken-Turbine.

die Ausdehnung und den Zustand des Dampfes in den einzelnen Stufen verfolgen zu können. Zu diesem Zweck können Temperatur und Druck des Dampfes, eventuell auch der spezifische Dampfgehalt in jeder Stufe gemessen werden. Hierzu sind Thermometereinsätze und Manometeranschlüsse dicht hinter jedem Lauf-
rad angebracht. Der Druck wird in den Oberstufen durch Manometer, in den Unterstufen durch ein Quecksilber-
vakuummeter gemessen, mit dem alle Stufen nach Belieben in Verbindung ge-
bracht werden können. Die von der Maschinenfabrik Oerlikon auf ihrem Ver-
suchsfeld bei einem Kondensatordruck von 0,1 kg/qcm ermittelten und von mir dort nachgeprüften Dampfverbrauchs-
zahlen und Hauptablesungen sind dem Schaubild Fig. 62 zu entnehmen. Bei diesen Versuchen (1) waren die Einrich-
tungen zur Messung der Temperaturen und Drücke in den einzelnen Stufen noch nicht zur Verfügung. Dieselben
konnten aber bei den von mir später in Danzig ausgeführten Versuchen mit höherem Gegendruck benutzt werden. Es
wurde dort ein Versuch (2) mit Belastung bei einer Kondensatorspannung von
0,35 kg/qcm abs. und zwei Leerlaufversuche (3 und 4) mit 0,3 resp. 0,7 kg/qcm abs. Kondensator-
spannung ausgeführt.

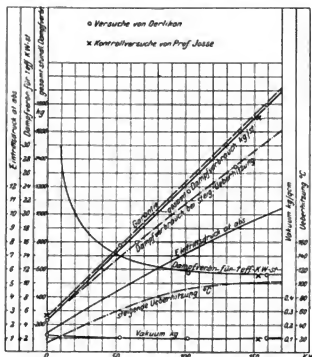


Fig. 62. Versuche bei 0,1 kg/qcm Kondensatorspannung (1) der Rateau-Oerlikon-Turbine von 150 kW.

0,35 kg/qcm abs. und zwei Leerlaufversuche (3 und 4) mit 0,3 resp. 0,7 kg/qcm abs. Kondensatorspannung ausgeführt.

Tabelle I.

150 kW-Rateau-Turbine der Technischen Hochschule Danzig.

Nr. des Versuchs	Versuche in Danzig:			
	belastet	Leerlauf		
	2	3	4	
Tourenzahl pro Min.	n	3010	3040	—
Dampfeintrittsspannung	kg/qcm abs.	14,2	14,5	14,5
Dampftemperatur	° C	241	218	200
Überhitzung	° C	46	22	4
Spannung hinter Regulierventil	kg/qcm abs.	11,0	2,2	3,5
Kondensator Spannung	kg/qcm abs.	0,35	0,30	0,72
Elektrische Leistung der Turbine	KW	113	—	—
Wirkungsgrad der Dynamo	η_{dyn}	0,87	—	—
Effektive Leistung der Turbine	PS eff.	177	—	—
Gesamter Dampfverbrauch pro Stunde	kg	1280	412	663
Dampfverbrauch pro 1 KW Stunde	kg	17,5	—	—
Dampfverbrauch pro 1 eff. PS Stunde	kg	11,2	—	—

In Tabelle I sind die Hauptergebnisse dieser Danziger Versuche (2, 3 und 4) mitgeteilt. Die Versuche wurden mit mäßig überhitztem Dampf vorgenommen, hauptsächlich zu

Tabelle II.
Dampfzustand in den einzelnen Stufen.

Werte gemessen	In der Dampfleitung	vor dem													vor dem Kondensator
		1. Radgruppe			2. Radgruppe			3. Radgruppe			4. Radgruppe			13.	
		1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	10.	11.	12.		
Dampfdr. kg/cm abs.	14,2	11,0	6,4	5,1	4,0	2,4	1,9	1,53	1,26	0,75	0,58	0,46	0,37	0,26	0,25
Sättigungstemp. °C	135	123	109	103	98	86,5	80,5	76,5	72,7	70,8	70,1	69,3	68,3	67,7	68,7
Gemessene Temp. °C	241	232	214	194	168	144	130	113,5	94	84	78	74	73	72	72
Überhitzung . . .	46	49	54	42	25	33	26	19	8,5	3	—	—	—	—	—
Gesamtwärme i. WE.	687	686	681	673	663	662	655	649,5	643	636	—	—	—	—	—
Entropie	1,591	1,613	1,620	1,628	1,670	1,706	1,731	1,740	1,746	1,784	—	—	—	—	—
Dampfdr. kg/cm abs.	14,5	2,2	1,43	1,13	0,96	0,62	0,49	0,42	0,36	0,33	0,32	0,31	0,31	0,30	0,30
Sättigungstemp. °C	136	123	109	103	98	86,5	80,5	76,5	72,7	70,8	70,1	69,3	68,3	67,7	68,7
Gemessene Temp. °C	218	202	184	180	168	148	140	130	116	106	104,7	104	103,7	100,5	103,5
Überhitzung . . .	22	79	75	77	70	61,5	59,5	53,5	42,3	35,2	34,6	34,7	34,4	32,1	34,8
Gesamtwärme. WE.	678	682	675	675	670	663	660	656	649	645	645	644	644	644	644
Entropie	1,596	1,775	1,808	1,836	1,841	1,868	1,891	1,896	1,898	1,897	1,900	1,902	1,902	1,902	1,905
Dampfdr. kg/cm abs.	14,5	3,6	2,4	1,8	1,53	1,23	0,96	0,89	0,80	0,75	0,75	0,74	0,73	0,72	0,72
Sättigungstemp. °C	136	123	116	111	106	98	95,7	93	91,3	91,3	91,3	91	90,7	90,2	90,2
Gemessene Temp. °C	300	163	153	144	132	122	114	103	103,5	101,1	102	104	106	110	110
Überhitzung . . .	4	24	28	28	21	17	16	7,3	10,5	9,8	10,7	13	15,3	19,8	19,8
Gesamtwärme. WE.	667	662	659	655	650	648	645	640	640	639	640	641	642	643	644
Entropie	1,551	1,676	1,716	1,724	1,743	1,769	1,779	1,775	1,780	1,791	1,795	1,796	1,801	1,807	1,809

dem Zweck, um den Dampfzustand vor den ersten Leiträdern durch Druck- und Temperaturmessung eindeutig bestimmen zu können.

Die bei den Versuchen 2, 3 und 4 in den einzelnen Stufen abgelesenen Dampfdrücke und Dampftemperaturen sind in Tabelle II enthalten, welche durch die Überhitzungsgrade sowie durch die jeweilige Entropie des Dampfes vervollständigt ist.

Beurteilt man zunächst die Versuche 2, 3 und 4 mit Rücksicht auf das Verhalten des Dampfes beim Durchströmen durch die Turbine, so ist man durch die in Tabelle II mitgeteilten Werte in der Lage, den Zustand des Dampfes vor jedem Leitrad zu bestimmen mit Ausnahme der vier letzten Leiträder des Versuchs 2, wo der Dampf gesättigt war, und bei der Unkenntnis des spezifischen Dampfgehalts eindeutig nicht ermittelt werden kann.

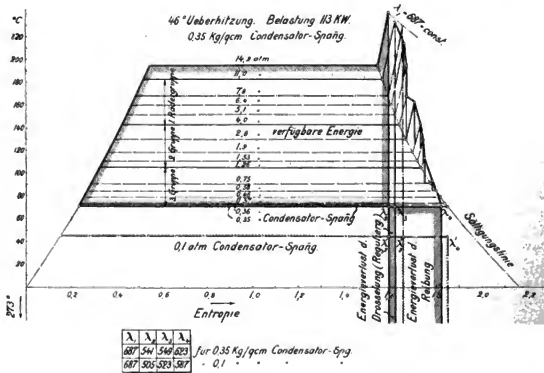


Fig. 13
Wärmediagramm für Versuch 2.

Um die Arbeitsvorgänge innerhalb der Turbine zu veranschaulichen, ist an Hand der Daten der Tabelle II das Wärmediagramm in Fig. 63 für den Belastungsversuch 2 verzeichnet, aus dem zunächst die Druck- und Temperaturabstufung zu ersehen ist.

Die Punkte, die den Dampfzustand vor zwei benachbarten Leiträdern darstellen, sind durch gerade Linien verbunden, eine Annäherung, die den tatsächlichen Verhältnissen im Leit- und im zugehörigen Laufrad ja nicht entspricht, da in dem ersteren eine fast adiabatische Expansion erfolgt, die Entropie also nahezu ungeändert bleibt, beim Passieren des Laufrades aber erhebliche Reibungswiderstände auftreten, die eine Wärmezuführung, also Entropiesteigerung

bedingen. Der wirkliche Verlauf der Kurve, der in Fig. 63 ebenfalls angedeutet ist, erfolgt annähernd nach den eingezeichneten Zacken.

Die Regulierung bewirkt eine Drosselung von 14,2 auf 11,0 kg, entsprechend einem verhältnismäßig geringen Energieverlust (s. Fig. 63). Das Entropiediagramm zeigt in der ersten und zweiten Rädergruppe, wo jedesmal bei dem ersten Rad mit stark partieller Beaufschlagung angefangen und allmählich zur Vollbeaufschlagung übergegangen wird, einen gleichartigen Verlauf. Anfänglich, bei der teilweisen Beaufschlagung, findet der Energieumsatz bei großer Wärmezufuhr durch Reibung und Wirbelung in den Laufrädern statt, gegen Ende, bei Vollbeaufschlagung, läßt sich nahezu adiabatische Expansion konstatieren. Man wird daraus den Schluss ziehen dürfen, daß die partielle Beaufschlagung namentlich bei großem Raddurchmesser erhebliche Reibungs- und Ventilationsverluste bedingt, die bei Vollbeaufschlagung auf ein Minimum reduziert werden.

In der dritten Gruppe, wo die ersten zwei Räder zwar auch partiell, aber in geringerem Maße wie bei den ersten beiden Gruppen, beaufschlagt sind, ist der Dampfzustand nur noch im ersten Rad bestimmbar, da hier die letzte Überhitzung mit 3° nachgewiesen wurde. Die Temperatur-entropielinie verläuft bei diesem Rad denn auch näher der Adiabate als bei den ersten Rädern der beiden vorhergehenden Gruppen, weil der beaufschlagte Radumfang größer ist.

In den letzten drei Niederdruckrädern findet ein merklicher Druckabfall nicht statt, weil die Turbine mit zu hohem Gegegendruck im Kondensator betrieben wurde. Die letzten drei Räder leisten daher in diesem Fall nicht nur keine Nutzarbeit, sondern verbrauchen Energie, indem sie im Dampf wühlen. Da der spez. Dampfgehalt des in den Kondensator strömenden Dampfes nicht bekannt ist, ist versucht worden, den Wärmeinhalt des Dampfes beim Eintritt in den Kondensator dadurch rechnerisch zu bestimmen, daß man aus den weiter unten mitgeteilten Leergangsversuchen die Lagerreibung der Turbine mit Dynamo feststellte, mittels der elektrischen Leistung, des Wirkungsgrades der Dynamo und dieser Reibungsarbeit die indizierte Leistung der Turbine berechnete (siehe Tabelle III, Versuch 2) und die dieser (pro 1 kg verbrauchten Dampfes) entsprechende Wärme von dem anfänglich vorhandenen Wärmeinhalt des Admissionsdampfes in Abzug brachte.

Der Nutzeffekt der Turbine wäre bei dem Versuch mit hohem Kondensatordruck zweifellos ohne die drei letzten Räder, die mitgeschleppt werden mußten, höher gewesen, andererseits kann man aus dem Verhalten der beiden ersten Radgruppen in bezug auf Reibungswärme und Beaufschlagungsgrad annehmen, daß bei niedrigem Gegegendruck, für den die Turbine konstruiert ist, die Expansion in den letzten drei vollbeaufschlagten Rädern wohl sehr nahe der Adiabate verlaufen wird.

Bei Versuch 2 arbeitete die Dampfturbine auch noch aus dem Grunde unter ungünstigen Verhältnissen, weil sie unter normal ($\frac{2}{3}$) belastet war.

Um einen Vergleich auf derselben Grundlage zu ermöglichen, ist für die gleiche Belastung wie bei Versuch 2, aber bei hohem Vakuum, aus dem Schaubild der Fig. 62 der Dampfverbrauch der Turbine ermittelt und in Tabelle III als Versuch 1 dem Versuch 2 gegenübergestellt.

Man ersieht, daß bei dem Versuch mit niederem Kondensatordruck die Anfangsspannung hinter dem Regulierventil um 3,2 Atm. geringer ist als bei hoher Gegenspannung,

dafs aber trotzdem der Dampfverbrauch pro KW-Stunde von 17,5 auf 11,2 kg mit dem Fallen des Gegendruckes von 0,33 auf 0,1 abnimmt.

In Tabelle IV sind in den ersten beiden Spalten die bei 0,1 kg/qcm abs. Kondensatorspannung aus Fig. 62 und rechnerisch ermittelten Wärmebewegungsverhältnisse bei gleichem Anfangszustand des Dampfes vor dem Regulierventil dem Versuch 2 gegenübergestellt. Dabei ist der Endzustand des Dampfes wieder aus indizierter Leistung und Dampfverbrauch angenähert errechnet worden, während der Zustand hinter dem Regulierring für Versuch 1 aus dem

Tabelle III.
150 KW-Rateau-Turbine, Danzig.

		Versuch	
		2	1
Spannung im Kondensator	Atm. abs.	0,35	0,10
Tourenzahl		3010	
Dampf-Eintrittsspannung	Atm. abs.	14,2	12,6
" Eintrittstemperatur	° C	241	285
" Überhitzung	° C	46	46
Spannung hinter Regulierventil	Atm. abs.	11,0	7,8
Elektrische Leistung der Turbine	KW	113,0	
Wirkungsgrad der Dynamo	% _{dyn.}	0,87	
Effektive Leistung der Turbine	PS	177	
(Äußere) Reibungsarbeit der Turbine	PS	23	
Ind. Leistung der Turbine	PS	200	
Mech. Wirkungsgrad	% _{mech.}		0,89
Ges. Dampfverbrauch pro Stunde	kg	1980	1260
Dampfverbrauch kg pro	1 KW-Stunde	17,5	11,2
" " " "	1 eff. PS-Stunde	11,2	7,1
" " " "	1 ind. PS-Stunde	9,9	6,3
Bemerkungen		in Danzig gemessen	aus dem Diag. Fig. 62 ermittelt

durch Diagramm Fig. 62 bekannten Druck unter Annahme reiner Drosselung festgestellt wurde (die ja, wie Wärmediagramm Fig. 63 beweist, tatsächlich stattfindet). Aus Tabelle IV geht zahlenmäßig hervor, dafs der gesamte Energieverlust in der Turbine mit Erniedrigung des Gegendruckes nicht zunimmt, sondern etwa gleich bleibt. Derselbe hat sich für beide Versuche zu ca. 82 WE. ergeben. Es wird mithin das gesamte, durch Erniedrigung des Kondensatordruckes hinzu gewonnene Wärmegefälle in mechanische Arbeit umgesetzt. Demgemäß steigt der thermodynamische Wirkungsgrad bei der vorliegenden Zunahme des Vakuums von 44 auf 55%. Man darf hierbei nicht vergessen, dafs der Wärmewert der Reibungsarbeit und der Energieverlust durch Reibungsarbeit nicht identisch sind, indem die in den ersten Rädern durch Reibung erzeugte Wärme sich dem Dampf mitteilt und teilweise in den folgenden Rädern wieder in Arbeit verwandelt wird. Bei geringem Gegendruck ist zwar die gesamte Reibung in der Turbine größer als bei hohem, trotzdem bleibt der Energieverlust durch Reibung derselbe, indem im ersteren Falle ein größerer Teil der Reibungswärme wiedergewonnen wird.

Tabelle IV.
Wärmebewegung in der Turbine.

		Versuch 1 (a. Fig. 62)	Versuch 2	Versuch 3	Versuch 4	
Belastung		113	113	Leerlauf		
Kondensatorspannung		0,10	0,05	0,30	0,72	
Gesamtwärme von 1 kg zugeführten Dampfes		687	687	678	667	
pro 1 kg Dampf	a) gesamtes verfügbares Wärmegefälle	182	146	149	118	
	b) verfügbares Wärmegefälle hinter Regul.-Vent.	164	138	78	71	
	c) ausgenützes Wärmegefälle	100 ^{b)}	64 ^{d)}	34	23	
	Energieverlust durch Regallerung	18	8	71	47	
	„ „ Dampfreibung in der Turbine	64	74	44	48	
gesamter Energieverlust in der Turbine		ca. 82	ca. 82	115	95	
Therm. Wirkungsgrad der verlustlosen Turbine		$\eta_{ideal} = \frac{\lambda_1 - \lambda_2}{\lambda_1}$	0,265	0,21	0,22	0,18
Thermodynam. Wirkungsgrad der Turbine		$\eta = \frac{\lambda_1 - \lambda_2}{\lambda_1 - \lambda_2}$	0,55	0,44	0,23	0,196
Jesgl. bezogen auf b)		$\eta' = \frac{\lambda_1 - \lambda_2}{\lambda_1 - \lambda_2}$	0,61	0,46	0,44	0,32
Therm. Wirkungsgrad		$\eta_{therm} = \eta_{ideal} \cdot \eta' = \frac{\lambda_1 - \lambda_2}{\lambda_1}$	0,146	0,093	0,052	0,035
Effektive Leistung der Turbine		$N_{eff} \text{ PS} = \frac{KW}{0,736} = \frac{edyn}{10^7}$	177	177	—	—
Äußere Reibungsarbeit der Turbine		PS	23 ^{e)}	23 ^{e)}	—	—
Indizierte Leistung der Turbine		PS	200	200	22,0	23,9
Mechanischer Wirkungsgrad der Turbine		$\eta_{mech} = \frac{N_{mech}}{N_i}$	0,89	0,89	—	—
Totaler		$\eta_{tot} = \frac{\eta_{therm} \cdot \eta_{mech}}{1}$	0,19	0,082	—	—
Wirkungsgrad der Regulierung		$\eta_{reg} = \frac{\lambda_1 - \lambda_2}{\lambda_1 - \lambda_2} = \frac{a}{b}$	0,90	0,95	0,52	0,60

Anschaulicher zeigt die Betrachtung des Wärmediagramms (Fig. 63), in dem der Versuch 1 der Tabellen III und IV mit 0,1 kg/cm abs. Kondensatorspannung strichpunktirt eingetragen ist, wie sehr bei besser werdendem Vakuum die Arbeitsfähigkeit des Dampfes steigt, ohne dafs gleichzeitig die Verlustarbeiten sich nennenswert verändern. Die auf den ersten Blick erheblich erscheinende Zunahme des Dampfverbrauches bei Erhöhung der Kondensatorspannung wird hierdurch völlig aufgeklärt.

Die Leerlaufversuche.

Trotz der geringen Anfangsüberhitzung von 22 resp. 4° bleibt der Dampf hier in der ganzen Turbine überhitzt, der Dampfzustand ist also überall genau bestimmbar. Der Versuch 3 wurde unmittelbar nach dem Belastungs-Versuch 2 durchgeführt, nachdem die Turbine also durch letzteren stark erwärmt worden war. Der Versuch 4 ist am anderen Tage ausgeführt worden, als die Turbine vorher noch nicht gelaufen hatte.

Deshalb bemerkt man in Tabelle II dafs die Gesamtwärme des Dampfes vor und hinter dem Drosselventil nicht dieselbe ist. Bei Versuch 3 steigt der Wärmeinhalt von 678

¹⁾ Aus indizierter Leistung und Dampfverbrauch zurückgerechnet $D \cdot (\lambda_1 - \lambda_2) = 637 \text{ N}$

²⁾ Mittel der Werte bei Leerlauf. $\lambda_1 - \lambda_2 = 637 \frac{N_i}{17}$

auf 682 WE. an, bei Versuch 4 nimmt er von 667 auf 662 WE. ab. Dies ist darauf zurückzuführen daß bei Versuch 3 Wärme aus den heißen Lauf- und Leiträdern an den Dampf überging, während bei Versuch 4, der unmittelbar nach der Anwärmung gemacht wurde, dieser Wärmeaustausch zwischen Dampf und Metallmassen kaum vorhanden war, jedenfalls nur in umgekehrter Richtung, d. h. vom Dampf auf die Schaufeln und Gehäuse erfolgen konnte.

Da bei den Leerlaufversuchen der Dampfzustand in der ganzen Turbine genau bestimmt ist, also der Wärmeinhalt beim Eintritt und beim Austritt aus der Turbine bekannt ist, so gibt das Produkt aus Dampfverbrauch und der Abnahme des Wärmeinhalts in der Turbine das Wärmemaß für die äußere Reibungsarbeit der Turbine und Dynamo d. i. die Reibung in den Lagern. Dabei ist die äußere Wärmeausstrahlung der Turbine, weil sehr geringfügig, vernachlässigt und ebenso ist die Strömungsenergie des Dampfes in dem Raum hinter dem letzten Laufrade unberücksichtigt geblieben, da die in betracht kommende Dampfgeschwindigkeit bei der Rateauturbine sehr klein ist. Dieselbe berechnet sich:

bei 113 KW Belastung und 0,35 kg/qcm Kondensatorspannung zu 7,0 m/sec.			
„ Leerlauf	„ 0,30	„	„ 1,9
„	„ 0,72	„	„ 1,25

Das entsprechende Wärmeäquivalent der Strömungsenergie beträgt im Maximum nur 0,006 WE. pro kg Dampf.

Bei Versuch 3 nahm der Wärmeinhalt ab von 678 WE. auf 644 WE., d. i. 34 WE. pro kg, bei Versuch 4 von 667 auf 644 WE., d. i. um 23 WE. pro kg. Da der stündliche Leerlaufdampfverbrauch im ersten Falle 412 kg, im zweiten 663 kg betrug, so berechnet sich die äußere Reibungsarbeit der Turbine für die beiden Fälle

$$\text{Versuch 3) } N_{i_0} = \frac{34 \cdot 412}{637} = 22,0 \text{ PS.}$$

$$\text{Versuch 4) } N_{i_0} = \frac{23 \cdot 663}{637} = 23,9 \text{ PS.}$$

Berücksichtigt man, daß bei Versuch 3, wie oben bemerkt, namentlich in den oberen Stufen Wärme von den Rädern an den Dampf abgegeben wurde, umgekehrt bei Versuch 4 Wärme von dem Dampf an die Räder überströmte, so wird die wirkliche Reibungsarbeit der Turbine zwischen 22,0 und 23,9 PS liegen und mit genügender Genauigkeit auf 23 PS angegeben werden können. Der mechanische Wirkungsgrad der Turbine berechnet sich hiermit zu

$$\eta_{\text{mech.}} = 0,89.$$

Bei den Leerlaufversuchen wurde ein Druckabfall nur in den ersten acht Leiträdern ermittelt, die letzten fünf Räder erfordern ausschließlich Reibungsarbeit, wie sich ja aus der kontinuierlichen Zunahme der Überhitzung von 9,8 auf 19,8° bei Versuch 4 ergibt. Für den einen Leerlaufversuch (0,3 kg/qcm Kondensator-Spannung) ist in Fig. 64 das Wärmiediagramm mitgeteilt.

Das Verhalten anderer Dampfturbinen bei verschiedenem Vakuum.

Außer den oben mitgeteilten Versuchen mit der 150 KW-Rateau-Turbine sind mir in neuester Zeit noch einige Versuche mit anderen Turbinen bei verschiedener Kondensatorspannung bekannt geworden, deren Ergebnisse in der Tabelle V zusammengestellt und in Fig. 65 veranschaulicht sind.

Tabelle V.

Dampfverbrauch von Dampfturbinen verschiedener Systeme bei verschiedenen Kondensatorspannungen und Belastungsgraden.

	Belastung KW	Belastungs- grad %	Min Umdreh- zahl	Druck vor Absperr- ventil Atm. abs.	Über- hitzung ° C	Druck im Kond. Atm. abs.	Dampfverbrauch kg pro		
							1 KWStd	1 effektive PSStd (1 dyn. = 0,736 mech. = 1,36 P)	1 indizierte PSStd
300 KW Parsons, Wechselstrom (Hulton Colliery)	295,6	99	3000	12,3	—	1,00	14,52	9,61	8,66
	297,4	99	3000	12,1	—	0,567	13,32	8,82	7,94
	305,1	101	3000	12,0	—	0,369	12,45	8,24	7,42
	303,4	101	3000	11,7	—	0,265	11,61	7,69	6,92
	303,2	101	3000	11,8	—	0,1615	10,97	7,26	6,54
	308,2	101	3000	12,1	—	0,118	10,51	6,96	6,27
150 KW Rateau, Danzig (4 dyn. 0,87; 5 mech. 0,89)	113	75	3010	14,2	46	0,36	17,5	11,2	9,9
	113	75	3010	12,6	46	0,10	11,2	7,1	6,3
500 PS Zoelly.	295,9	80	3229	11,1	5,0	0,651	10,07	6,67	6,00
	288,7	78	2882	10,5	3,4	0,182	12,12	8,03	7,28
350 KW Rateau,	175,6	50,5	3000	14,0	77	0,308	11,71	7,77	6,99
	176,0	50,5	3000	14,5	92	0,124	10,4	6,88	6,20
350 KW Parsons, Penna Salt Co.	350,5	103	3360	11,6	40	0,075	9,86	6,19	5,57
	353,5	101	3480	10,9	51	0,485	11,57	7,66	6,89
	185,5	53	3151	11,7	86	0,060	10,62	7,04	6,33
	177,2	51	3255	11,1	46	0,485	14,77	9,79	8,81

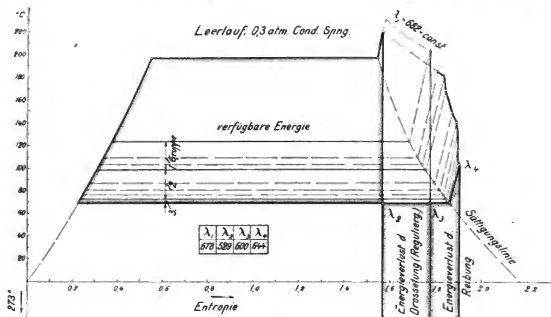


Fig. 64
Wärmedigramm für Leerlaufversuch 3

Betrachtet man zunächst die Versuchreihe mit den beiden fast gleich großen Parsons-Turbinen, von denen die erste mit Vollast und mit sieben verschiedenen Gegendrucken von 1 bis auf 0,118 Atm., die zweite mit ganzer und mit halber Last und mit je zwei nahezu gleichen Kondensatorspannungen ausgeführt wurden, so findet man bei Vollast eine Zunahme des Dampfverbrauchs pro PS/Std. und pro 0,1 kg/qcm Erhöhung des Gegendruckes von ca. 0,65%, bei halber Last von ca. 1,1%. (s. Fig. 65.) Man sieht also, daß bei schwacher Last der ungünstige Einfluß des hohen Gegendruckes sich noch stärker bemerkbar macht als bei Vollast.

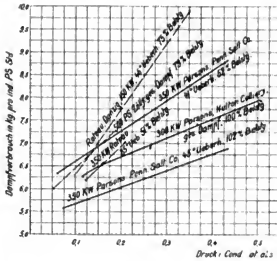


Fig. 65. Dampfverbrauch von Dampfturbinen bei verschiedenen Kondensatorspannungen.

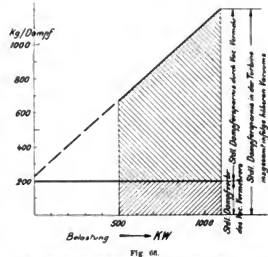


Fig. 66. Dampfersparnis bei einer 1500 KW Parsons turbine durch den Vakuumvermehrerr.

Die noch angeführten Zoelly- und Rateau-Turbinen, welche beide in den Oberstufen partielle Beaufschlagung besitzen, scheinen sich bei hohem Gegendruck etwas ungünstiger als die Parsons-Turbinen zu verhalten. Vergleicht man die 350 KW-Rateau-Turbine mit 51% Belastung und die 350 KW-Parsons-Turbine mit 53% Belastung, so nimmt der an sich etwas niedrigere Dampfverbrauch der mit hoher Dampfeintrittsspannung arbeitenden Rateau-Turbine mit steigendem Gegendruck rascher zu als derjenige der Parsons, indem er pro PS/Std. und pro 0,1 kg/qcm Erhöhung des Gegendruckes um 1,6% steigt.

Jedenfalls geht aus den Versuchen hervor, daß der steigende Gegendruck im Kondensator den Dampfverbrauch der Turbinen sehr bedeutend, und zwar um so ungünstiger beeinflusst, je mehr die Belastung gegenüber der normalen abnimmt. Es ist daher auch verständlich, wenn die Turbinenkonstrukteure alles aufbieten, ein gutes Vakuum zu erzielen und in die Turbine auch wirklich hineinzubringen. Abgesehen davon, daß sie reichliche Mengen kalten Kühlwassers verlangen und die dicht unter die Turbinen gesetzten Kondensatoren mit einem kurzen Rohrstück anschließen, haben sie auch versucht, durch neuartige Mittel das Vakuum zu erhöhen.

Auch hier ist Parsons vorangegangen durch die Konstruktion seines Vakuum vermehrrs, eines durch eine kleine Frischdampfmenge betriebenen Ejektors, der die aus

dem Kondensator zu entfernende Luft- und Dampfmenge ansaugt und der eigentlichen Luftpumpe zubläst, wobei das Gemisch aus Luft und Kondensatordampf sowie dem eigenen Arbeitsdampf, das der Ejektor ausstößt, in einem kleinen besonderen Hilfskondensator gekühlt resp. niederschlagen wird. Nachfolgend sind in Tabelle VI Versuche mit und ohne Vakuumvermehrer bei einer 1500 KW-Parsonsturbine der Sheffield Corp. mitgeteilt. Der Vakuumvermehrer benötigt für seinen Betrieb 200 kg Dampf in der Stde., d. i. ca. 1,6% des Gesamtdampfverbrauchs der Turbine und vermindert den Gegendruck im Kondensator um 0,07 kg/qcm.

Tabelle VI.
Nutzen des Parsonsehen Vakuumvermehrers.
1500 KW Wechselstromgenerator. Sheffield Corporation.

Belastung KW	Be- lastungs- grad %	Umdreh- zahl n	Druck vor Absperr- ventil Atm. abs.	Über- hitzung ° C.	Druck im Konden- sator Atm. abs.	Std. Dampfverbrauch kg			spez. Dampfverbrauch		mit Vakuum- vermehr- er
						Turbine D	Vakuum- vermehr- er d	Insgesamt D+d	pro KWStd	pro effekt. PSStd. (1/2p, = 0,37)	
1317	88	1465	9,0	60	0,114	11020	200	11220	8,52	5,64	
1062	71	1500	8,9	87	0,099	8810	200	9010	8,48	5,62	
513	34	1500	10,9	63	0,079	5000	200	5200	10,12	6,71	
0	0	1500	11,8	26	0,079	—	200	—	—	—	
1029	69	1500	9,1	79	0,166	9670	—	9670	9,41	6,24	
534	36	1500	10,7	66	0,139	5830	—	5830	10,21	7,23	
0	0	1500	11,6	40	0,117	—	—	—	—	—	ohne Vakuum- vermehr- er

Die aus der Tabelle hervorgehende Ersparnis an Dampfverbrauch ist in Fig. 66 veranschaulicht. Man sieht den erheblichen Nutzen des Vakuumvermehrers nach Abzug des eigenen Betriebsdampfverbrauchs. Ob man das gleiche hohe Vakuum und die damit verbundene Dampfersparnis mit einer geeignet konstruierten vergrößerten Luftpumpe, zu deren Antrieb man die jetzt von dem Ejektor verbrauchten 200 kg Dampf noch mehr aufwendet, nicht auch erreicht, wäre zu versuchen.

Außerdem ist das Schaubild der Fig. 66 interessant zur weiteren Veranschaulichung der hohen wirtschaftlichen Bedeutung niederer Kondensatorspannung im Turbinenbetrieb.

Vergleicht man nun noch das Verhalten der Kolbenmaschine mit dem der Dampfturbine bei steigendem Gegendruck, wie es in dem Schaubild Fig. 30 Seite 29 geschehen ist, so findet man das gar nicht überraschende Resultat, daß sich die Turbine fast genau so verhält wie die Kolbenmaschine, wenn man hier den Einfluß der Wandungen und den höheren Strömungsverlust bei den niederen Gegendrücken ausscheidet, daß aber die Kolbenmaschine sich tatsächlich wesentlich günstiger bei höherem Kondensatordruck verhält wie die Dampfturbine.

IV. Untersuchung einer Dampfkraftanlage mit zweifacher Überhitzung durch Abgase.

Am 3. Juni 1904 hatte ich Gelegenheit, die 60 PS-Heißdampf-Tandemlokomobile Nr. 9434 von R. Wolf, Buckau, auf dem Versuchsfeld der Firma, auf dem die Lokomobilen vor Ablieferung regelmäßig einer Probe unterzogen werden, zu untersuchen.

Der bei dieser kleinen Dampfkraftanlage pro Nutzpferd/Stunde festgestellte Dampfverbrauch von 4,67 kg und Kohlenverbrauch von 0,56 kg ist so ungewöhnlich günstig, daß ich es der Mühe wert gehalten habe, die Versuche weiter durchzuarbeiten und die Gründe für diese außerordentlich große Wärmeausnutzung zu ermitteln.

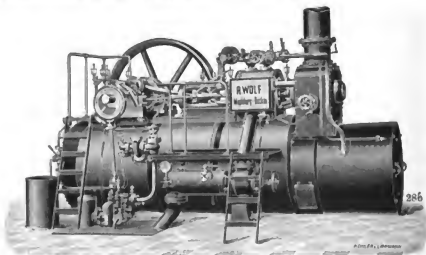


Fig. 67 Tandembelldampflokobile.

Die untersuchte Lokobile, in Fig. 67 und 68 dargestellt, bietet insofern eine Neuerung, als die aus den Rauchrohren des Lokobilekessels abziehenden Heizgase zwei hintereinander angeordnete Überhitzersysteme und den Hochdruckzylinder umspülen. Durch die Überhitzer wird der Dampf sowohl vor Eintritt in den Hochdruckzylinder als auch beim Überströmen vom Hoch- in den Niederdruckzylinder, also zweimal, überhitzt.

Die beiden Dampfzylinder sind in Tandemanordnung s. Fig. 68 derart auf dem Kessel angebracht, daß der Hochdruckzylinder mit seinem Schieberkasten und dem Absperrventil in dem Rauchfang eingebaut ist und von den abziehenden Rauchgasen umspült wird, während

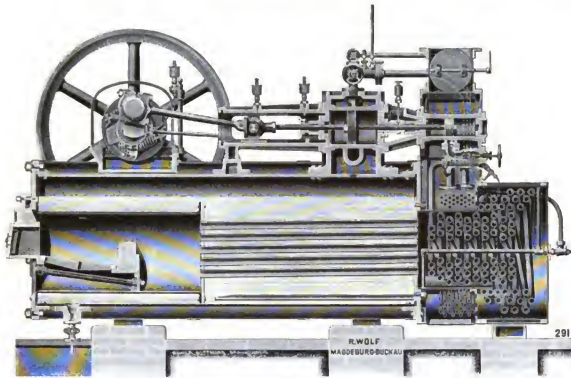


Fig. 69.

der Niederdruckzylinder in der bei Lokomobilen üblichen Weise in dem Dampfraum des Kessels liegt, mithin durch den hochgespannten Kesseldampf geheizt wird, wobei das sich bildende heisse Kondensat unmittelbar in den Kessel zurückfließen kann.

Die Lokomobile wurde mit Einspritzkondensation betrieben, die in der üblichen Weise neben dem Kessel angeordnet war. Das in den Kessel gespeiste Wasser wurde dem Ausgußgefäß der Luftpumpe entnommen.

Beide Zylinder haben Schiebersteuerung; der Hochdruckzylinder einfache Kolbenschiebersteuerung mit Inneneinströmung und Füllungsänderung durch Flachregler, der Niederdruckzylinder Flachschiebersteuerung mit Trick-Kanal.

Der Zusammenbau der Zylinder und die Bauart der Überhitzer ergibt sich aus den Fig. 69, 70 und 71.

Die aus den Rauchrohren des Lokomobilkessels von 14,34 qm Heizfläche mit einer Temperatur von rund 400° C austretenden Heizgase umspülen zunächst den aus fortlaufenden Rohrschlangen gebildeten Hochdrucküberhitzer von 11,8 qm Heizfläche, in dem der Dampf auf etwa 350° C überhitzt wird, wobei die Anordnung der Rohre in geschickter Weise so getroffen ist, daß die Rauchgase beim Bestreichen dieser Überhitzerrohre umkehren und sich daher häufig an den Rohren stoßen müssen. Dies begünstigt die Wärmeübertragung.

Um einen Teil des Hochdrucküberhitzersystems ist, durch einen Blechzylinder getrennt, der Niederdrucküberhitzer herumgelegt, Fig. 71.

Die Bauart dieses zweiten Überhitzers von 4 qm Heizfläche ergibt sich aus den Fig. 70 und 71. Er besteht aus einem Bündel von kleineren, parallel geschalteten Röhren, die von den aus dem Hochdrucküberhitzer kommenden Rauchgasen geheizt werden, bevor letztere den Hochdruckzylinder umspülen und in die Esse entweichen. Außer dem Hochdruckzylinder und dem Absperrventil liegen auch die Verbindungsrohre zwischen Hoch- und Niederdruckzylinder bis auf ein ganz kleines Stück in den Rauchgasen.

Die kennzeichnenden Abmessungen der Dampfmaschine etc. ergeben sich aus folgender Zusammenstellung:

Tabelle I.

Dampfmaschine	Hochdruckzylinder		Niederdruckzylinder	
	hinten	vorn	hinten	vorn
Kolbendurchmesser (warm nachgemessen) . . . mm	160,2		300,5	
Kolbenstangendicke mm	—	40	40	40
Wirksame Fläche qcm	201,6	189,0	696,7	696,7
Gemeinsamer Hub s mm			320	
Hubraum ltr	6,451	6,048	22,294	22,294
Konstante $\frac{F \cdot s}{60 \cdot 75}$	0,01438	0,01344	0,0495	0,0495
Zylinderverhältnis l. Mittel			1:3,57	
Schädlicher Raum %	5,6		5,6	
Federmaßstab mm pro kg/qcm	4		25	
Federmaßstab durch Eichung festgelegt	3,96		Versuch I 24,9	Versuch II 24,2

Die Nutzleistung der Lokomobile wurde durch Bremsen ermittelt. Diese konnten jedoch nur an einer durch Riemen angetriebenen Vorgelegewelle angebracht werden, auf welcher zwei Bremscheiben aufgesetzt waren. Die bei den Versuchen ermittelten Bremshebelarme, die Brems-

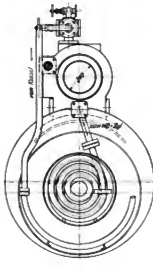


Fig. 69.

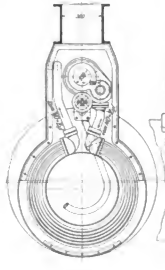
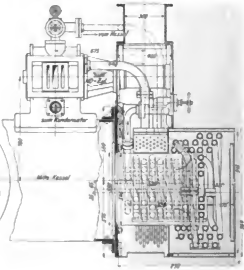
Fig. 70.
Bauart der Überhitzer.

Fig. 71.

gewichte etc. sind in nachfolgender Zusammenstellung angegeben. Die Umlaufzahlen der Vorgelegewelle und der Lokomobilmaschine wurden durch Hubzähler fortlaufend angemerkt.

Tabelle II.

Daten zur Ermittlung der Bremsleistung am Vorgelege		Versuch 1 8 ⁰⁰ — 1 ⁰⁰	Versuch 2 3 ⁰⁰ — 7 ⁰⁰
Länge des Hebelarmes, angeklötet . . .	links m rechts m	0,564 0,770	0,567 0,772
Bremsgewicht	links kg rechts kg	89,5 109,8	111,8 136,3
Mittlere minutliche Umlaufzahl des Vorgeleges . . .		230,7	230,4

Die Versuche wurden am 3. Juni 1904 vorgenommen. Die Lokomobile war vor Beginn der Versuche bereits in 12stündigem Dauerbetrieb gehalten worden, so daß bei Beginn des ersten Versuchs um 8 Uhr 45 Minuten morgens zweifellos Beharrungszustand vorhanden war.

Anheizversuch.

Da es der Vollständigkeit halber erwünscht war, das zur Anheizung der Lokomobilen aufzuwendende Brennmaterial zu ermitteln, so wurde vor Beginn der Untersuchung der seit 12 Stunden im Betrieb befindlichen Heißdampflokobile, die infolgedessen nicht zu einem Anheizversuch benutzt werden konnte, ein solcher Versuch mit der ebenfalls auf dem Prüffeld befindliche Sattdampflokobile Nr. 9334 angestellt und die zum Anheizen nötige Kohlenmenge im Verhältnis zum täglichen Verbrauch bei 10stündigem Normalbetrieb festgestellt.

Die Sattdampflokobile war am 2. Juni 1904 im Betrieb gewesen, und es wurde 7 Uhr 30 Minuten abends beim Abstellen ein Kesseldruck von 10 kg festgestellt. Das Feuer wurde nun herausgenommen, die Feuertür verschlossen und mit einer Plombe versehen. Am 3. Juni morgens um 8 Uhr wurde noch ein Dampfdruck von 2,8 kg vorgefunden. Es erfolgte dann das Öffnen der Feuertür und das Anheizen. Hierbei wurden die nachstehend angegebenen Brennstoffmengen verbraucht.

Zeit	Dampfdruck kg/cm	Kohlenverbrauch kg	Bemerkungen
8 Uhr 6 Min.	2,8	50	Zum Anheizen wurden
8 „ 16 „	3,4	—	zuerst eingeführt 10 kg
8 „ 21 „	5	50	Holz und Späne.
8 „ 26 „	7,5	—	Gleichzeitig wurde
8 „ 31 „	10	18,5	Maschine angewärmt
Zeitdauer 25 Minuten		118,5	

Die Zeit, um den Dampfdruck auf 10 kg zu steigern und die Maschine anzuwärmen, betrug demnach 25 Minuten. Hierbei wurden 118,5 kg Kohle und vorher 10 kg Holz und Späne zum Anzündens verfeuert.

Am Ende dieses Versuchs war das Feuer gut durchgebrannt und die Lokobile betriebsbereit.

Die Lokobile hatte bei dem vorhergegangenen Abnahmeversuch in 10stündigem Dauerbetrieb bei der Normalleistung von 256 PS. zu ihrem Betrieb insgesamt 1850 kg Kohle

benötigt. Der Kohlenverbrauch für das Anheizen betrug daher 6,5% des Kohlenverbrauchs für den 10stündigen Arbeitstag und würde noch geringer gewesen sein, wenn das Feuer am vorhergehenden Abend nur abgedeckt und nicht herausgezogen worden wäre.

Leistungsversuche an der Tandem-Heißdampflokobile.

Bei den Versuchen an der Tandem-Heißdampflokobile wurde regelmäßig alle 10 Minuten indiziert, ebenso wurden die Ablesungen alle 10 Minuten vorgenommen. Die aus dem Maschinenlaboratorium der Kgl. Technischen Hochschule Charlottenburg entnommenen Meßinstrumente wurden vorher und nachher geeicht.

Die an der Dampfmaschine gemachten Ablesungen in bezug auf Temperatur und Druck des Dampfes, Vakuum im Kondensator und Tourenzahl ergeben für beide Versuche die aus Zusammenstellung III ersichtlichen Mittelwerte.

Tabelle III.

Temperatur des Dampfes °C			Überdruck des Dampfes kg		Vakuum cm QS.	Baro- meter- stand cm QS.	Mittlere minutliche Tourenzahl	
Eintritt		Austritt	Eintritt				Lokobile	Vorgelege
Hochdruck zylinder	Niederdruck zylinder	Niederdruck zylinder	Hochdruck zylinder	Niederdruck zylinder			n / min.	
340	171	83,3	11,6 (11,3 laut Eichung)	0,62	66,3	76,1	219,3	230,7
360	191	82,9	11,5 (11,2 laut Eichung)	1,0	66,9	76,3	219,2	230,4

Versuch 3

Aus der Auswertung der abgenommenen Diagramme wurden für die Leistung die nachstehenden Mittelwerte berechnet.

Tabelle IV.

Versuch und Zeit	Hochdruckzylinder						Niederdruckzylinder							
	Diagramm-		Mittlere Höhe		Mittlerer Druck		Diagramm-		Mittlere Höhe		Mittlerer Druck			
	Fläche qmm	Länge	vorn	hinten	mm	kg/qcm	vorn	hinten	mm	vorn	hinten	kg/qcm		
Versuch 1 8 ⁰⁰ — 1 ⁰⁰	1597	1501	96,28	16,59	15,6	4,19	3,94	2333	2486	94,9	24,6	26,2	0,99	1,05
Versuch 2 3 ⁰⁰ — 7 ⁰⁰	1884	1908	96,18	19,0	19,85	4,95	5,02	2986	3148	96,1	31,4	33,1	1,3	1,37

Der erste Versuch wurde fünf Stunden lang durchgeführt. Da sich bei den stündlichen Abschlüssen auch in bezug auf die Kohlenmessung wegen der kleinen Rostfläche von 0,35 qm bereits nach drei Stunden ein befriedigender Beharrungszustand erzielen liefs, wurde der zweite Versuch nur auf vier Stunden ausgelehnt.

Versuchsergebnisse in bezug auf die Kessel- und Überhitzeranlage.

Bei den Versuchen wurde Ruhrkohle der Zeche Rosenblumendelle verfeuert, deren Zusammensetzung in Gewichtsprozenten und deren Heizwert von dem Buntessen Laboratorium in Karlsruhe wie folgt ermittelt wurden.

Brennbare Substanz	93,74%
Gesamtwasser	1,07 "
Asche	5,19 "
	Summe 100 %
Heizwert	7873 WE/kg

Es wurde ein Versuch mit normaler und ein zweiter mit gesteigerter Belastung durchgeführt.

Ein Bild über den in bezug auf den Kesselbetrieb erreichten Beharrungszustand ergeben die beiden Schaubilder der Ablesungen in Fig. 72 und 73. Diese Schaubilder lassen erkennen, daß ein befriedigender Beharrungszustand erreicht wurde und daß insbesondere der Kesseldruck, die Dampferzeugung und der Kohlenverbrauch außerordentlich konstant gehalten werden konnten, woraus sich auch auf einen vorzüglichen Beharrungszustand der Maschine schließen läßt. Aus den hier dargestellten Ablesungen berechnen sich die nachstehend in Tabelle V aufgeführten Mittelwerte über die Verbrennung und den Kesselbetrieb.

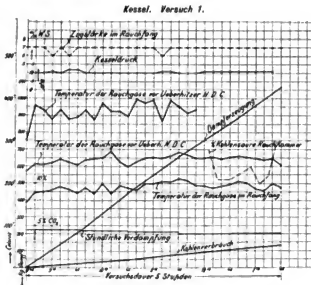


FIG. 72.

Tabelle V.

Dampfdruck kg/qcm	Temperatur der Rauchgase °C	Gehalt der Rauchgase in % in der Rauchkammer				Speisewasser		Zugstärke Kohle im Rauchfang		Zeit und Nr. des Versuchs			
		vor Überhitzer im Hoch- druck Zylinder	Nieder- druck Zylinder	Rauchfang		Gew. kg/std.	Temp. °C	Gew. kg/std.	mm WS.				
12,1	665	370	257	191	11,8	8,1	0,03	80,1	213,7	37,6	26,14	7	1 8 ⁰⁰ —1 ⁰⁰
12,1	730	420	274	211	13,0	7,1	0,00	79,9	257,5	37,6	31,25	7	11 3 ⁰⁰ —7 ⁰⁰

Die Verbrennung war, wie der mittlere Kohlensäuregehalt der Rauchgase in der Überhitzerkammer von 11,8% resp. 13% beweist, besonders bei Versuch 2 mit stärkerer Rostbeanspruchung, durchaus befriedigend.

Im Laufe der Versuche wurde gelegentlich der Kohlensäuregehalt der Rauchgase im Rauchabzugrohr (Rauchfang) festgestellt und gefunden, daß derselbe einige Prozente niedriger, der Sauerstoffgehalt aber entsprechend höher war, was auf Undichtheiten schließen liefs; tatsächlich wurden solche an der Verbindung des Rauchrohrs mit der Rauchkammer, die auf dem Prüffeld nur provisorisch gemacht wird, konstatiert.

Die im Rauchabzugrohr hinter dieser Verbindungsstelle zu 191° resp. 211° festgestellten Temperaturen der abziehenden Rauchgase sind infolge des Luftetrtritts etwas niedriger, als wie sie vor demselben sein mußten, daher muß die Temperatur der abziehenden, also auch der den Hochdruckzylinder heizenden Rauchgase etwas (schätzungsweise ca. 20°) höher als oben gemessen angenommen werden.

Die über dem Rost gemessene, verhältnismäßig niedrige Rauchgastemperatur von ca. 700° ist in der Innenfeuerung begründet, indem sich die Feuegase sofort in der Feuerbüchse stark abkühlen.

Die Mittelwerte der für die Dampferzeugung in Frage kommenden Daten sind in Tabelle VI mitgeteilt.

Die Heizgase werden zur Verdampfung durch die aus Feuerbüchse und Rauchrohren sich zusammensetzende Heizfläche des Kessels bei Versuch 1 von der Verbrennungstemperatur bis auf 370° ausgenutzt. Mit dieser Temperatur treten sie in den ersten Überhitzer, durch den ihnen weitere 113° entzogen werden, so daß sie mit 257° zu dem Niederdrucküberhitzer gelangen, also mit einer Temperatur, mit der bei guten Kesselanlagen die Abgase in den Fuchs entlassen werden. Durch die Wärmeabgabe an den Niederdrucküberhitzer wird ihre Temperatur

auf etwa 210° heruntersetzt, da in der Esse, allerdings nach Eintritt von Luft, 191° festgestellt wurden. Bei Versuch 2 mit forciertem Betrieb waren diese Temperaturen durchweg höher.

Der starke Temperaturabfall in der Feuerbüchse und die geringe Differenz der vor und hinter den Rauchrohren festgestellten Temperaturen (665° und 370° bei Versuch 1) beweisen, daß der größere Teil der zur Verdampfung dienenden Wärme in der Feuerbüchse übertragen wird.

Die Lokomobilkesselbauart begründet es, daß die Überhitzer hinter den Rauchrohren und vor der Esse angeordnet werden mußten, wodurch der Konstrukteur anscheinend veranlaßt wurde, die Rauchrohre etwas kürzer wie gewöhnlich auszuführen.

Die vorzügliche Wirkung der Überhitzer in bezug auf die restliche Ausnutzung der Rauchgase ergibt sich auch aus dem Nutzeffekt der Kesselanlage. Während bei Versuch 1 nur 65,1% der durch die Verbrennung erzeugten Wärme in Satttdampf übergeführt wurden, steigt durch die Überhitzer der Gesamtwirkungsgrad des Kessels auf 75,4%, bei Versuch 2

Kessel. Versuch 2.

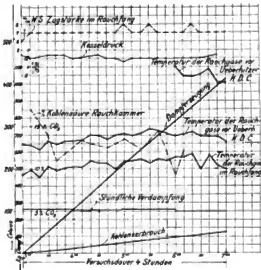


Fig. 73.

	Versuch I Versuch II		
	3. Juni 1904 8 ^h —1 ^h	3 ^h —7 ^h	
Zeitdauer des Versuchs	Std.	5	4
Heizfläche: Kessel	H qm	14,34	14,34
Überhitzer I	qm	11,8	11,8
Zwischenüberhitzer	qm	4,0	4,0
Heizfläche total	qm	30,14	30,14
Rostfläche total	R qm	0,35	0,35
Brennstoff: Ruhrkohle der Zeche Rosenblümdellen, Heizwert (nach Bunte) . .	WE	7873	7873
Kohlenverbrauch in der Versuchszeit	kg	130,7	125
" " " " 1 Stunde	B kg	26,14	31,25
" " " " bezogen auf 1 qm Heizfläche (Anstrengung des Rostes) . .	B/R kg	74,7	89,5
" " " " Heizfläche (Anstrengungsgrad der Feuerung) . .	B/H kg	1,82	2,18
Asche in der Versuchszeit	kg	9,8	7,4
Schlacke	kg	8,2	5
Dampferzeugung: Mittlere Kesselspannung	Überdruck kg/qcm	12,1	12,1
Mittlerer Druck des Dampfes bei Eintritt Hochdruckzylinder	kg/qcm	11,2	11,2
" " " " Niederdruckzylinder	kg/qcm	0,62	1,0
Temperatur des erzeugten Satteldampfes	° C	190,9	190,9
Sättigungstemperatur des Dampfes bei Eintritt Hochdruckzylinder	° C	188,1	187,5
" " " " Niederdruckzylinder	° C	113,1	118,6
Wirkliche Temperatur des Dampfes bei Eintritt Hochdruckzylinder	° C	340	360
" " " " Niederdruckzylinder	° C	171	191
Mittlere Überhitzung (über Sättigungstemperatur) durch Überhitzer I . . .	° C	151,9	172,7
" " " " " II	° C	57,9	71,4
Speisewassermenge: Während der Versuchszeit	kg	1068,5	1030,0
Während 1 Stunde	D kg	213,7	257,5
Bezogen auf 1 qm Heizfläche /Std. (Anstrengung des Kessels)	D/H kg	14,9	18,0
Mittlere Temperatur des Speisewassers	° C	37,6	37,6
Erzeugungswärme pro 1 kg Dampf (im Sättigungszustande) bei Speisewasser von 0° C .	WE	664,7	664,7
" " " " " bei der beobachteten Speisewassertemperatur . .	WE	627,1	627,1
Überhitzungswärme pro 1 kg Dampf (c _p = 0,48): Überhitzer Hochdruckzylinder .	WE	71,5	81,2
" " " " " Niederdruckzylinder	WE	27,8	34,3
Gesamtwärme des überhitzten Dampfes bei Speisewasser von 0° C	WE	736,3	745,9
" " " " " beobachteter Speisewassertemperatur . .	WE	698,7	708,3
Bruttoverampfungsziffer	D/R kg	8,18	8,24
Nettoverampfungsziffer (Speisewasser von 0°, Dampf von 100°)	kg	8,06	8,12
Verbrennungsverhältnisse: Mittlere Zugstärke im Rauchfang	mm WS	7	7
Mittlere Temperatur des Raumes	° C	21	22
" " " " " der Rauchgase über Rost	° C	655	730
" " " " " vor Überhitzer Hochdruckzylinder	° C	370	420
" " " " " Niederdruckzylinder	° C	257	274
" " " " " im Rauchfang	° C	191	211
In den Rauchrohren ausgetüptes Temperaturgefälle	° C	295	310
Mittlerer Gehalt der Rauchgase an: CO ₂	%	11,8	13,0
" " " " " O	%	8,1	7,1
" " " " " CO	%	0,63	—
" " " " " N	%	80,1	79,9
Luftüberschuß (als Vielfaches der theoretischen Luftmenge) in der Rauchkammer .		1,6	1,5
Wärmeausnutzung (für die Std.): Durch verfeuerte Kohle zugeführte Wärme . .	WE	205800	216030
" " " " " Durch Verdampfung	WE	134010	161480
" " " " " in % ₀ der zugeführten Wärme	% ₀	65,1	65,6
" " " " " Überhitzer Hochdruckzylinder	WE	15800	20910
" " " " " in % ₀	% ₀	7,4	8,5
" " " " " Niederdruckzylinder	WE	5940	8850
" " " " " in % ₀	% ₀	2,9	3,6
Insgesamt durch Dampf abgeführte Wärme	WE	155250	191220
Wirkungsgrad des Kessels (e _k einschließlich Überhitzung)	% ₀	75,4	77,7

sogar auf 77,7%, indem der Nutzeffekt des Kessels um 7,4% resp. 8,5% durch den Hochdruck-überhitzer und um 2,9% resp. 3,6% durch den Niederdrucküberhitzer erhöht wurde. Die tatsächlich erzielten Nutzeffekte der Kesselanlage sind noch etwas höher als diese Zahlen, da der zur Beheizung des Niederdruckzylinders aufgewendete Heizdampf erzeugt werden mußte, im Speisewasser aber nicht gemessen werden konnte.

Es ergibt sich aus diesen Zahlen, daß die Überhitzer erheblich an der Ausnutzung der Heizgase beteiligt sind und ähnlich wie ein Economiser den Abgasen Wärme entziehen.

Der Einbau der beiden Überhitzer hinter die Rauchrohre erweist sich daher als eine wärmetechnisch und wirtschaftlich geschickte Maßnahme, da einerseits durch die beiden Überhitzer eine Temperaturabnahme der Rauchgase bis auf etwa 200° erzielt wurde, andererseits, wie sich später ergeben wird, durch die doppelte Überhitzung die thermischen Verhältnisse der Dampfmaschine wesentlich verbessert worden sind.

Versuchsergebnisse in bezug auf die Maschine.

Die die Maschine betreffenden mittleren Auswertungen sind in Tabelle VII zusammengestellt.

Der Dampf vor dem Hochdruckzylinder wurde um 151,9° resp. 172,7° und der Dampf vor dem Niederdruckzylinder um 57,9° resp. 71,4° über Sättigungstemperatur überhitzt. Die Überhitzungstemperaturen bei Versuch 2 verlaufen durchgängig höher. Die Maschine arbeitete in beiden Zylindern mit überhitztem Dampf völlig einwandfrei und mit dem sehr geringen Ölverbrauch für die Zylinder von 1,7 g pro PS_e/Std. und für das Triebwerk von 2,2 g pro PS_e/Std., wie bei Versuch 2 (s. Tabelle VII) festgestellt wurde.

Um den mechanischen Nutzeffekt der Lokomobilmaschine zu ermitteln, wurden für Lagerreibung des Vorgeleges und Riemenverlust 3% zu der an der Vorgelegewelle gemessenen Bremsleistung zugeschlagen. Hierbei ergibt sich ein mechanischer Wirkungsgrad von 91,9% bei Versuch 1 und von 92,7% bei Versuch 2, ein Beweis, daß die Reibungsarbeit in der Maschine außerordentlich klein ist.

Bei Versuch 1 wurde ein stündlicher Dampfverbrauch pro indizierte PS von 4,55 kg, pro Nutzpferd von 4,95 kg ermittelt, bei Versuch 2 (maximale Dauerleistung) war der Dampfverbrauch wegen der höheren und namentlich im Hochdruckzylinder wirksameren Überhitzung geringer und betrug 4,34 kg resp. 4,67 kg.

Entsprechend diesen Dampfverbrauchszahlen ergibt sich der Wärmeverbrauch pro PS_e/Std., bezogen auf die gemessene Speisewassertemperatur von 37,6°, zu 3306 WE bei Versuch 1 und zu 3219 WE bei Versuch 2, bezogen auf 0° Speisewassertemperatur zu 3477 resp. 3382 WE. Das sind ungewöhnlich günstige Werte, nicht nur für eine so kleine Maschine von ca. 60 PS, sondern allgemein bei Dampfanlagen.

Zum Vergleich sei beispielsweise auf die von Professor Schröter und Koob untersuchte 200 PS-Heißdampf-Verbundmaschine von van den Kerkhove (Z. d. V. D. I. 1903) hingewiesen, die bis jetzt bei einer stationären Dampfmaschine dieser Größe noch nicht erreichte günstige Wärmeverbräuche aufweist.

Tabelle VII. Versuchsergebnisse. Dampfmaschine.

	Versuch I		Versuch II	
	8 ⁰⁰ —1 ⁰⁰	3. Juni 1904	8 ⁰⁰ —1 ⁰⁰	3 ⁰⁰ —7 ⁰⁰
Zeitdauer des Versuchs	Std.	5		4
Mittlere Umlaufzahl in der Minute der Lokomobile		219,3		219,2
„ „ „ „ des Vorgeleges		230,7		230,4
Leistung				
Hochdruck Zylinder	vorn	PS	12,4	14,6
	hinten	PS	12,4	15,8
	insgesamt	PS	24,8	30,4
Niederdruck Zylinder	vorn	PS	10,8	14,1
	hinten	PS	11,4	14,9
	insgesamt	PS	22,2	29,0
Indizierte Gesamtleistung	N, PS	47,0		59,4
Auf den Niederdruckzylinder bezogener mittlerer indizierter Druck	kg/qcm	2,16		2,74
Bremseleistung, gemessen an der Vorgelegewelle	PS	42,0		53,5
Bremseleistung der Lokomobile (zuzüglich 3%, für Riemenverluste und Lagerreibung des Vorgeleges)	N, PS	43,2		56,1
Reibungsarbeit N ₁ —N ₂	PS	3,5		4,3
Mechanischer Wirkungsgrad η	%	91,9		92,7
Stündlicher Dampfverbrauch insgesamt	kg	213,7		257,5
	pro PS ₁	kg	4,55	4,34
	PS ₂	kg	4,95	4,67
Wärmeverbrauch pro PS ₁ (bezogen auf Speisewasser von 37,6°)	WE	3306		3219
	0°)	WE	3477	3382
Kohlenverbrauch insgesamt	kg	26,14		31,25
	pro PS ₁	kg	0,56	0,53
	PS ₂	kg	0,60	0,56
Thermischer Wirkungsgrad der Dampfmaschine η_{th} (bezogen auf Speisewasser von 37,6°)	%	19,3		19,8
	0°)	%	18,3	18,9
	Anlage (bezogen auf Kohle pro PS ₁)	%	14,5	15,4
Wirtschaftlicher Wirkungsgrad der Gesamtanlage η_w (bezogen auf Kohle pro PS ₁)	%	13,4		14,3
Mittlerer Barometerstand	cm QS	76,1		76,5
Mittlere Ableseung am QS-Vakuummeter des Kondensators	kg/qcm	1,04		1,04
	cm	66,3		66,9
Mittlerer absoluter Druck im Kondensator	kg/qcm	0,90		0,91
Mittlerer Dampfdruck bei Eintritt Hochdruckzylinder	Überdruck kg/qcm	11,3		11,2
„ „ „ „ Niederdruckzylinder	kg/qcm	0,62		1,0
Sättigungstemperatur des Dampfes bei Eintritt Hochdruckzylinder	°C	188,1		187,3
„ „ „ „ Niederdruckzylinder	°C	113,1		119,6
Temperatur des Dampfes bei Austritt Niederdruckzylinder	°C	83,3		82,9
Wirkliche Temperatur des Dampfes bei Eintritt Hochdruckzylinder	°C	340		360
„ „ „ „ Niederdruckzylinder	°C	171		191
Überhitzung (über Sättigungstemperatur) durch Überhitzer Hochdruckzylinder	°C	151,9		172,7
„ „ „ „ Niederdruckzylinder	°C	57,9		71,4
Stündlicher Ölverbrauch pro PS ₂ für Zylinder	g	—		1,73
„ „ „ „ Triebwerk	g	—		2,22
Kosten pro PS ₂ /Std. (in Brennstoff)	Pl.	1,37		1,29

Diese Maschine ergab bei fast gleicher Überhitzung vor dem Hochdruckzylinder (353° gegenüber 360°) einen Wärmeverbrauch pro PS₁/Std. (bezogen auf 0° Speisewasser) von 3000 WE, während bei der etwas geringeren Überhitzung auf 306° der Verbrauch schon 3355 resp. 3220 WE erreichte.

Der Unterschied in der Wärmeausnutzung dieser wesentlich größeren, mit allen Feinheiten des modernen Dampfmaschinenbaues versehenen stationären Dampfmaschine gegenüber der kleinen, einfach konstruierten Tandem-Heißdampflokmobile ist unbedeutend.

Verhalten des Dampfes in der Lokomobilmaschine.

Verfolgt man das Verhalten des Dampfes in der Lokomobilmaschine durch Aufzeichnen der rankinisierten Diagramme, Fig. 74 und 75, unter Berücksichtigung der von der Firma R. Wolf angegebenen schädlichen Räume und durch Eintragen der Adiabate und der Sättigungslinie

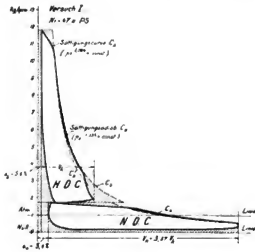


Fig. 74.

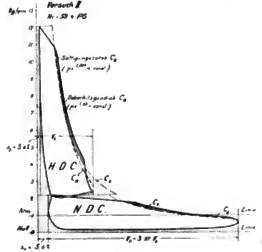


Fig. 75.

(Linie pro Hub arbeitenden, konstanten Gewichts an trocken gesättigtem Dampf), so ergibt sich, daß sich bei Versuch 1, trotz der hohen Überhitzung auf 340° vor dem Schieberkasten, nach der Füllung von 25,6% gerade trocken gesättigter Dampf im Zylinder befindet, da das Diagramm hier mit der Sättigungslinie zusammenfällt.

Um die in Frage kommenden Temperaturen und die Wärmebewegungen zu veranschaulichen, sind auch die entsprechenden Wärmediagramme in Fig. 76 und 77 mitgeteilt.

Zur Aufzeichnung derselben wurden die nachstehenden Dampfgewichte und Wärmemengen ermittelt (s. Tabelle VIII).

Die ganze Überhitzungswärme des Dampfes ist während der Füllung im Hochdruckzylinder bei Versuch 1 in die Kanal- und Zylinderwandungen übergegangen, während bei Versuch 2 wegen der größeren Füllung und der höheren Anfangsüberhitzung noch überhitzter Dampf im Hochdruckzylinder nachgewiesen wird. Der bei Versuch 1 festgestellte Wärmeabfluß an die Wandungen während der Füllung veranlaßt eine Temperaturabnahme des überhitzten Dampfes um 160° , entsprechend $16400 \text{ WE/Std.} = 10,4\%$ der dem Hochdruckzylinder insgesamt zugeführten Wärme.

Während der Expansion im Hochdruckzylinder findet umgekehrt lebhaftere Wärmezufuhr an den Arbeitsdampf infolge der Rückstrahlung aus den Wandungen statt, da die Expansions-

Tabelle VIII.
Daten zu den Wärmediagrammen.

	Versuch I	Versuch II	
Dampfmengen kg/Std.:			
dem Hochdruckzylinder zugeführt	D_1 kg	218,7	257,5
im schädlichen Raum des Hochdruckzylinders zurückgeblieben d_1 kg		52,4	52,4
im Hochdruckzylinder arbeitende Dampfmenge	$(D_1 + d_1)$ kg	266,1	309,9
dem Niederdruckzylinder zugeführt	D_2 kg	218,7	257,5
im schädlichen Raum des Niederdruckzylinders zurückgeblieben d_2 kg		11,6	13,9
im Niederdruckzylinder arbeitende Dampfmenge	$(D_2 + d_2)$ kg	226,3	271,4
Wärmemengen bezogen auf 1 kg Frischdampf und Speisewasser von 37,5° C:			
durch 1 kg der Frischdampfmenge dem Hochdruckzylinder zugeführte Wärme	WE	726,5	741,7
Wärmewert der indizierten Arbeit des Hochdruckzylinders	WE	74,7	75,8
. (bezogen auf			
1 kg der Dampfmenge:	$(D_1 + d_1)$	60,0	63,0
Wärmewert der indizierten Arbeit des Niederdruckzylinders	WE	67,3	70,2
. (bezogen auf			
1 kg der Dampfmenge:	$(D_2 + d_2)$	54,0	58,3
gesamter Wärmeverlost (im Temperaturgefälle $T_1 - T_2$)	WE	54,4	60,7

linie über der Adiabate verläuft und fast genau mit der Sättigungslinie C_2 zusammenfällt; während der ganzen Expansion war daher nahezu trocken gesättigter Dampf im Zylinder vorhanden.

An dieser Wärmeabgabe an den Dampf während der Expansion dürften die den Hochdruckzylinder umspülenden Abgase sehr wenig beteiligt sein, da einerseits das Temperaturgefälle zwischen Heizmittel und Dampftemperatur (s. Wärmediagramm Fig. 76) sehr klein ist, andererseits die Heizfähigkeit von Rauchgasen an sich gering ist. Die Wärmezufuhr während der Expansion erfolgt daher wohl hauptsächlich auf Kosten der in der Füllungsperiode den Wandungen zugeführten Überhitzungswärme. Die Lage des Hochdruckzylinders in den Abgasen verhindert im wesentlichen nur Wärmeverluste durch Strahlung nach außen.

Bei Versuch 2, der mit um 8% größerer Füllung (33,6%) und etwas höherer Anfangsüberhitzung (360° statt 340°) durchgeführt wurde, findet sich am Ende der Füllung im Zylinder noch überhitzter Dampf von 222°, ent-

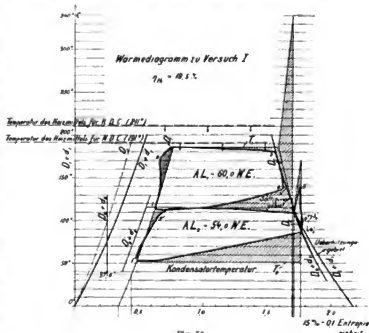


Fig. 76.

sprechend 44° über der Sättigungstemperatur; infolge der lebhaften Rückstrahlung aus den Wandungen bleibt der Dampf während der ganzen Expansion überhitzt, wie der Vergleich mit der Überhitzungsadiabate in Fig. 75 erkennen läßt. Die hier während der Füllungsperiode an die Wandungen übertretenden Wärmemengen berechnen sich entsprechend einer Temperaturabnahme um 138° stündlich zu $17050 \text{ WE} = 8,9\%$ der stündlich dem Schieberkasten zugeführten Wärmemenge. Der stündliche Wärmeverlust an die Wandungen ist hier zwar absolut genommen etwas größer wie bei Versuch 1, da infolge der größeren Füllung die Abkühlungsflächen und da die Dampftemperatur etwas zugenommen haben, dagegen ist er prozentual zur stündlich insgesamt zugeführten Wärmemenge geringer, da letztere mit der Füllung ja viel rascher wächst als die Abkühlungsfläche.

Die Diagramme lassen im Hochdruckzylinder bei beiden Versuchen eine erhebliche Verschiedenheit des Dampfzustands erkennen, die wohl weniger auf den Unterschied (20°) der Anfangsüberhitzung als auf denjenigen der Füllungen zurückzuführen ist. Diese thermischen Verhältnisse lassen die knappe Dimensionierung des Hochdruckzylinders, trotz des großen Spannungsabfalles am Ende der Expansion, als richtig erscheinen, da ein größerer Zylinder mit größerer Abkühlungsfläche und kleinerer Füllung am Anfang der Expansion zweifellos nassere Dampf trotz der starken Überhitzung ergeben haben würde.

Zweifellos tritt bei der untersuchten Maschine der Einfluss der Wandungen infolge der geringen Leistung (60 PS) und infolge der Schiebersteuerung mit gemeinschaftlichem Ein- und Ausströmkanal besonders stark hervor.

In der nachfolgenden Tabelle IX sind für die beiden Versuche für den Hochdruck- und für den Niederdruckzylinder die Füllungsgrade, die in die Wandungen stündlich einstrahlenden

Wärmemengen, insgesamt und in Prozenten der zugeführten Wärmemengen, zusammengestellt.

Zum Vergleich ist der Hochdruckzylinder einer mit $175,5 \text{ l}^3 \text{ S}_2$ betriebenen Dreifach-Verbundmaschine der Görlitzer Maschinenbauanstalt mit herangezogen, deren mit überhitztem Dampf erzieltet rauiuisiertes Diagramm in Fig. 78 dargestellt ist. Bei der nur wenig niedrigeren Ueberhitzung von 325° vor dem Hochdruckzylinder und bei der gleichen Füllung des letzteren von 33% wie bei unserem Versuch 2 verläuft die Expansionslinie im Hochdruckzylinder ähnlich wie bei der Lokomobile; der stündliche Wärmeverlust bei der Füllungsperiode an die Wandungen mit $7,7\%$ ist aber etwas geringer, da der Hochdruckzylinder

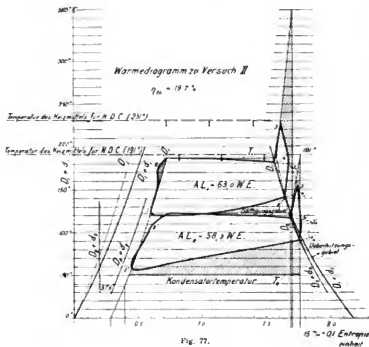


Fig. 77.

Tabelle IX.

Maschine	Versuch	Füllungsgrad	Temperatur des überhitzten Dampfes			Insgesamt zugeführte Wärme	in die Wandungen zugegangene Wärme		Hochdruck- Niederdruck-
			bei Eintritt in den Schieberkasten	am Ende der Fällung	abgefallen um		insgesamt	in %, der zugeführten Wärme	
Heißdampf-Tandem-Lokomobile 60 PS	a I	25,6	°C 340	°C 180	°C 160	W.E./Std. 157 400	W.E./Std. 16 400	% 10,4	Hochdruck-
	b II	33,6	360	222	138	192 000	17 050	8,9	
Heißdampf-Tandem-Lokomobile 60 PS	c I	48,5	171	140	31	142 900	3 180	2,2	Niederdruck-
	d II	48,5	191	154	37	173 200	4 570	2,6	
Görlitzer Dreifach-Verbundmaschine 260 PS	e	33,1	325	207	118	619 000	47 900	7,7	Hochdruck-
	f	24,3	gesättigter Dampf		—	624 000	71 500	11,5	

größer und Ventilsteuerung, also getrennte Ein- und Auslassorgane vorhanden sind, also geringere Abkühlung eintritt.

Bei Betrieb mit gesättigtem Dampf und der nahezu gleichen indizierten Leistung von 177 PS, hatte der Hochdruckzylinder der Görlitzer Maschine 24,3% Füllung und während derselben 11,5% Wärmeverlust an die Wandungen. Da dieser Füllungsgrad mit dem des Versuchs I der Wolfschen Lokomobile nahezu übereinstimmt, drängt sich ein Vergleich in bezug auf das Verhalten gesättigten und überhitzten Dampfes bei der Füllung auf und ergibt, daß trotz der günstigeren Abkühlungsverhältnisse bei dem Hochdruckzylinder der Dreifach-Verbundmaschine (weil größere Maschine und Ventilsteuerung) und der viel geringeren Temperaturunterschiede im Zylinder hier bei gesättigtem 11,5% der zugeführten Wärme in die Wandungen gehen gegenüber 10% bei Versuch I der Wolfschen Maschine bei hoch überhitztem Dampf. Nach augenfälliger geht diese Erscheinung aus dem Vergleich der Versuche e und f der Tabelle IX hervor.

Es ergibt sich hieraus, daß der Vorteil des überhitzten Dampfes nicht allein in der Entnahme der in die Wandungen strömenden Wärme aus der Überhitzung liegt, sondern daß der überhitzte Dampf überhaupt schlechter die Wärme abgibt als der gesättigte und den Wärmeaustausch mit den Wandungen trotz viel höherer Temperaturunterschiede infolge seiner physikalischen Eigenschaften vermindert. Man erkennt hieraus auch schon den Vorteil der zweiten Überhitzung vor dem Niederdruckzylinder.

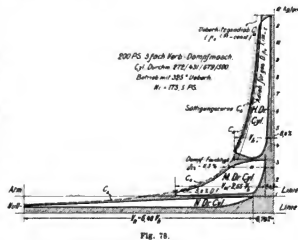


Fig. 78.

Der aus dem Hochdruckzylinder austretende Dampf ist bei beiden Versuchen ohne Zweifel trocken gesättigt, wahrscheinlich schwach überhitzt, weil selbst bei Versuch 1 der Dampf während der ganzen Expansion keine Gelegenheit zu Niederschlägen hatte und der große Spannungsabfall beim Auslaßs sowie das Ausströmen durch die vorher erhitzten Dampfkanäle eine schwache Überhitzung wahrscheinlich machen.

Der Niederdrucküberhitzer braucht daher den Dampf nicht erst zu trocknen, sondern kann ganz für die Überhitzung nutzbar gemacht werden.

Der Spannungsverlust zwischen Hoch- und Niederdruckzylinder ist trotz des längeren Dampfweges zwischen Hoch- und Niederdruckzylinder durch die Überhitzerrohre hindurch klein, ein Vorteil der parallel geschalteten Rohre des Überhitzers.

Infolge der Zwischenüberhitzung arbeitet in dem Hochdruckzylinder das gleiche Dampfgewicht wie im Niederdruckzylinder, ein Umstand, der die Wolsche Tandem-Lokomobile wesentlich und günstig von den ortfesten Maschinen unterscheidet, die bereits im zweiten Zylinder in der Regel Dampf Feuchtigkeit haben. (s. Diagramm Fig. 78, im Mitteldruckzylinder 11,5% Feuchtigkeit.)

Die Art der Überhitzung des Receiverdampfes durch Abgase des Kessels ist neu. Man hat zwar schon mehrfach versucht, den Receiverdampf zu überhitzen, indem man den der Maschine zugeführten, besonders hoch überhitzten Arbeitsdampf zunächst zur Überhitzung des Receiverdampfes benutzte und ihn dann, immer noch überhitzt, dem Hochdruckzylinder zuführte.

Diese Versuche haben, soviel sich bis jetzt ersehen läßt, wirtschaftlichen Erfolg nicht gehabt. Das ist auch wohl erklärlich, da der Frischdampf sehr hoch überhitzt werden mußte, wenn er nach der Wärmeabgabe an den meist feuchten Receiverdampf noch mit der jetzt üblichen Temperatur von 300—350° in den Hochdruckzylinder gelangen sollte; es mußten also im Kessel zur Überhitzung erhebliche Wärmemengen direkt aufgewendet werden, von denen auf dem Wege zur Maschine um so größere Beträge verloren gingen, je höher die Überhitzungstemperatur war. Der hoch überhitzte Dampf ist als Heizmittel aber auch nicht sonderlich geeignet; denn es ist unrationell und thermisch unrichtig, überhitzten Dampf von hoher Temperatur und hohem Druck als Wärmequelle zur Beheizung von Dampf niedriger Temperatur und geringen Druckes auszunutzen, anstatt das große Temperatur- und Druckgefalle unmittelbar arbeitsleistend zu verwerten, umsomehr als die indirekte Beheizung stets mit großen Verlusten verbunden ist und deren thermischer Effekt in dem Niederdruckzylinder in keinem Verhältnis zum vorhergehenden Wärmeeufwand im Kessel steht.

Bei der Wolschen Maschine liegen die Verhältnisse aber wesentlich anders, da die Überhitzung des Dampfes vor dem Niederdruckzylinder wirtschaftlich kostenlos durch die abziehenden Rauchgase des Lokomobilkessels (Abwärme) erfolgt.

Ein Blick auf die Niederdruckdiagramme, Fig. 74 und 75, zeigt, wie die erzielte verhältnismäßig geringe Überhitzung die Wärmeausnützung im Niederdruckzylinder günstig beeinflusst. Während man sonst in den Niederdruckzylindern starke Eintrittskondensation und gegen Ende der Expansion erhebliche Nachverdampfung zu sehen gewöhnt ist, s. Diagramm Fig. 78, ist bei der Tandem-Lokomobile trotz der schwachen Überhitzung von nur 57,9° resp. 71,4° nicht nur am

Ende der Füllung überhitzter Dampf vorhanden, sondern die ganze Expansionskurve des Dampfes liegt bei beiden Versuchen im Überhitzungsgebiet.

Der sich aus der Tabelle IX zu 2,2% resp. 2,6% ergebende Betrag der während der Füllung in die Wandungen des Niederdruckzylinders eingestrahnten Wärmemengen ist gegenüber den im Hochdruckzylinder festgestellten Verhältnissen auffallend gering.

Diese geringe Wärmeabführung an die Wandungen im Niederdruckzylinder erklärt sich kaum allein durch die größere, bei beiden Versuchen gleiche, Füllung des Niederdruckzylinders von 48,5%.

Man erkennt aber den Grund, wenn man das in der Zeitschrift d. V. D. I. 1905 S. 193 mitgeteilte und hier in Fig. 79 wiedergegebene Diagramm einer Wolschen Heißdampf-Verbundlokomobile ohne Zwischenüberhitzung untersucht. Zur Beurteilung wurde in diese Niederdruckdiagramm auf Grund des durch Versuch ermittelten Dampfgewichtes die Sättigungskurve verzeichnet.

Trotzdem der Dampf vor dem Niederdruckzylinder hier nicht überhitzt ist, sieht man, daß die Eintrittskondensation in ihm vermieden ist und die Expansionslinie mit der Sättigungslinie beginnt und zum großen

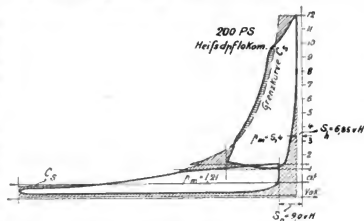


Fig. 79.

Teile zusammenfällt. Es findet also auch hier lebhaftere Wärmeabführung von den Wandungen statt, die auf die intensive Heizung des Niederdruckzylinders durch hochgespannten Kesseldampf infolge seiner Lage im Dampfraum zurückzuführen ist.

Während man bei Niederdruckzylindern, die wie bei der Görlitzer Maschine gewöhnlich mit gedrosseltem Dampf geheizt werden, trotzdem stets erhebliche Zylinderkondensation beobachtet, siehe Fig. 78, ist letztere bei der 200 PS-Lokomobile nahezu vermieden.

Das Heizmittel des Niederdruckzylinders bei der Tandemlokomobile (gesättigter Dampf) hat eine höhere Temperatur als selbst der überhitzte Dampf im Niederdruckzylinder und die Heizung ist außerordentlich wirksam, weil sie durch gesättigten Dampf, also unter Kondensation erfolgt und durch die vorzügliche Abführung des Kondensats von den Wandungen gefördert wird.

Ähnliche Ergebnisse hat der belgische Ingenieur Duchesne in seinen Versuchen bei der Zylinder-Heizung mit hochgespannten, gesättigten Dämpfen gefunden, indem er hierdurch die Zylinderkondensation vollständig beseitigte.

Infolge der intensiven äußeren Zylinderheizung bewirkt die Überhitzung vor dem Niederdruckzylinder bei der Tandemlokomobile daher im wesentlichen eine Volumenzunahme des Dampfes und den in den Wärmediagrammen dargestellten Gewinn an in Arbeit verwandelter Wärme für Versuch I von 3,2% und für Versuch II von 4,8% der im Niederdruckzylinder geleisteten

Arbeit, ein Gewinn, der noch dazu durch Abwärme erzielt ist. Durch die Zwischenüberhitzung wurden einem kg Frischdampf bei Versuch I 27 WE bei II 32,8 WE zugeführt, davon wurden im Niederdruckzylinder (pro kg Dampf) 2,1 resp. 3,4 WE also 7,8% resp. 10,4% der Überhitzungswärme in Arbeit umgesetzt.

Bei diesen günstigen thermischen Verhältnissen hätte man den Niederdruckzylinder größer wählen können, um die Dampfdehnung weiter zu treiben.

Wie die Wärmiediagramme zeigen, ist zwar der Energieverlust beim Überströmen vom Hoch- nach dem Niederdruckzylinder gering, dagegen sind im Niederdruckzylinder die Verluste, welche durch den Spannungsabfall beim Auspuff, also durch zu geringe Ausdehnung eintreten, erheblich. Günstig erscheint dagegen der geringe Temperaturverlust zwischen Kondensatortemperatur und der der Auspuffspannung im Niederdruckzylinder entsprechenden Dampftemperatur am Ende der Auspuffperiode.

Die Temperatur des in den Kondensator übertretenden Dampfes betrug 85°; der Dampf war also um ca. 30° überhitzt. Für diese Überhitzung, die unnötig und zwecklos ist, gibt es mehrere Ursachen, die zusammenwirken, nämlich der große Spannungsabfall im Niederdruckzylinder, das Ausströmen des Auspuffdampfes durch die von dem überhitzten Einstromdampf vorher erwärmten Dampfkanäle, die kräftige Heizung des Niederdruckzylinders und die Lage des Ausströmrohrs im Dampfraum des Kessels.

Die thermische Ausnutzung bei beiden Versuchen erhellet aus den für die einzelnen Zylinder ermittelten nachstehenden Gütegraden pro indizierte PS.

H. D. Z. 72%	}	Versuch 1, für die ganze Maschine 70%.
N. D. Z. 68%		
H. D. Z. 76,8%	}	Versuch 2, für die ganze Maschine 69,9%.
N. D. Z. 63%		

Die Gesamtgütegrade pro indizierte PS sind bei beiden Versuchen gleich (70 und 69,9%), verschieben sich aber etwas zu Gunsten des Versuchs 2 (von 64,2 auf 64,8%), wenn man sie auf das Nutzpferd bezieht, da bei Versuch 2 der mechanische Wirkungsgrad um 1% günstiger war.

Der bei Versuch 1 für den Niederdruckzylinder ermittelte günstige Gütegrad von 68%, der sich durch Vergrößerung des Niederdruckzylinders auch für Versuch 2 hätte erzielen lassen, stellt einen für eine Kolbendampfmaschine ungewöhnlich hohen Wert dar und reicht an die in den Niederdruckstufen der Dampfturbinen gefundenen Werte heran.

Die bei der Wolfischen Lokomobilmaschine berechneten thermischen und die aus den Wärmiediagrammen ermittelten thermodynamischen Gesamtwirkungsgrade ergeben sich im einzelnen aus nachfolgender Tabelle X.

Bei der Lokobile ergibt sich der günstigste berechnete thermische Wirkungsgrad, bezogen auf Speisewasser von 0° C, pro indizierte PS zu 18,9%, pro Nutzpferd zu 17,5%. Vergleicht man diese Wirkungsgrade mit den bei der außergewöhnlich günstig und unter nahezu den gleichen Temperaturverhältnissen arbeitenden Kerkhove-Maschine erreichten Werten, welche pro indizierte PS 21,2% und pro effektive PS 18,5% betragen, so findet man, daß die mit einfachen Mitteln ausgeführte Wolfische Lokomobil Dampfmaschine in der thermischen Ausnutzung pro Nutzpferd sehr nahe an die mit allen Feinheiten

Es ist nicht uninteressant hier auf Versuche hinzuweisen, die ich in letzterer Hinsicht im Maschinenlaboratorium der Kgl. Technischen Hochschule Charlottenburg angestellt habe. Bei der dort aufgestellten, oben bereits erwähnten Görlicher Dreifach-Verbundmaschine von 200 PS sind fünf Kondensstöpfe bester Konstruktion angebracht, die bei einer Reihe von Versuchen peinlich in Ordnung gehalten wurden und eine gekühlte Kondenswassermenge von im Mittel 15,5% des Gesamtdampfverbrauchs abführten.

Da infolge geringer Schwankungen, die nicht beseitigt werden konnten, vermutet wurde, daß die Kondensstöpfe außer dem Kondensat auch noch Dampf durchließen, der durch die Kühlvorrichtung allerdings kondensiert wurde, so wurden dieselben durch gußeisernen Flaschen mit Wasserstandsgläsern ersetzt, aus denen man von Hand mit Sicherheit nur Kondensat ablassen konnte. Die Kondenswassermenge ging dabei unter sonst gleichen Verhältnissen auf 11,4% des Gesamtdampfverbrauchs der Maschine zurück, ein Beweis, daß ein Verlust von etwa 5% durch die Kondensstöpfe auftrat, trotzdem sie fast vor jedem Versuch nachgesehen worden waren. In der Praxis bei weniger sorgfältiger Wartung dürften die Verluste daher noch wesentlich größer sein.

Bei der Lokomobile fallen die Rohrleitungsverluste und die Wärmeverluste durch die Entwässerung fort. Hieraus ergibt sich eine wirtschaftliche Überlegenheit der Lokomobile über die stationären Anlagen.

Wärmeverluste zwischen Kessel und Dampfmaschine treten praktisch in den Lokomobilen kaum auf und sind bei der vorliegenden Heißdampflokobile ganz ausgeschlossen, da das Dampfrohr zum größten Teil in die heißen Abgase der Rauchkammer verlegt ist. Kondenswasserableitung ist nicht nötig, da Gelegenheit zur Bildung desselben überhaupt nicht vorhanden ist. Strahlungsverluste sind bei der Lokomobile auf ein Minimum beschränkt.

Zu diesen in dem Aufbau der Lokomobile liegenden ungewöhnlich günstigen Arbeitsbedingungen kommt noch hinzu, daß die Überhitzung des Niederdruckdampfes durch Abwärme wirtschaftlich nahezu kostenlos erzielt wird und verhältnismäßig hohen Arbeitsgewinn ergibt.

Zwar wird auch der Hochdruckdampf durch die Abgase überhitzt, jedoch wird die Überhitzung auf Kosten der Wärmeausnutzung im Kessel erzielt, so daß man hier kaum von einer kostenlosen Überhitzung sprechen kann.

Entsprechend den ungewöhnlich günstigen Arbeitsbedingungen der Lokomobildampfkraftanlage, der erzielten hohen Ausnutzung in dem Kessel und in der Maschine ist auch das wirtschaftliche Endergebnis, d. h. der Kohlenverbrauch pro Nutzpferd nicht nur für eine so kleine Maschineneinheit ungewöhnlich günstig, sondern reicht überhaupt nahe an die Zahlen heran, die bis jetzt bei den größten Dampfmaschinen erzielt worden sind.

Bei der Tandem-Heißdampflokobile wurde ein Verbrauch an Kohlen (von 7873 WE Heizwert) pro Nutzpferd/Std. von **0,56** resp. **0,53** kg ermittelt.

Vergleicht man diese Werte mit denen anderer Wärmekraftmaschinen, z. B. der 200 PS-Wolfschen Heißdampflokobile mit einfacher Überhitzung vor dem Hochdruckzylinder, so ergibt sich, daß bei ca. 70% Leistung der Kohlenverbrauch der beiden Lokomobile gleich ist, daß sich der Kohlenverbrauch der Heißdampflokobile bei normaler und Überlastung kaum ändert, während der Kohlenverbrauch pro Einheit bei der Tandem-Heißdampflokobile mit

zunehmender Belastung abnimmt. Die Abnahme des Kohlenverbrauchs pro PS mit Zunahme der Belastung bei der Tandem-Heißdampflokobile ist im wesentlichen auf Rechnung der Zwischenüberhitzung vor dem Niederdruckzylinder zu setzen, da steigende Belastung höhere Überhitzungstemperatur zur Folge hat.

Es ist nicht uninteressant, den auf Grund der Abnahmeversuche aus dem Dampfverbrauch berechneten Kohlenverbrauch pro Nutzferd-Std. einer der größten stationären Dampfmaschinen in Vergleich zu setzen, nämlich der 4500 PS-Sulzer Maschine der Zentrale Moabit der Berliner Elektrizitätswerke, s. Fig. 80.

Man wird erstaunt sein zu bemerken, daß der Wärmeverbrauch der Sulzer-Maschine im Brennstoff nur um ein geringes günstiger ist wie der der kleinen Tandem-Heißdampflokobile, ein Umstand, der verhilft und wohl zur weiteren Ausgestaltung unserer modernen großen Dampfkraftanlagen anregen sollte.

Immerhin erreichen die vier, in Fig. 80 in Vergleich gesetzten, Dampfkraftanlagen nicht den günstigen Wärmeverbrauch in Brennstoff einer mit Anthrazit betriebenen Generator-Gasmaschine. Berücksichtigt man aber die Brennstoffkosten pro Nutzferd und Stunde, Fig. 81, so ergibt sich unter Zugrundelegung der gegenwärtig für Berlin maßgebenden Brennstoffpreise, daß die Tandem-Heißdampflokobile, abgesehen von der etwas günstigeren 4500 PS-Sulzer-Maschine, die Nutzferd/Std. in bezug auf Brennstoff am billigsten erstellt.

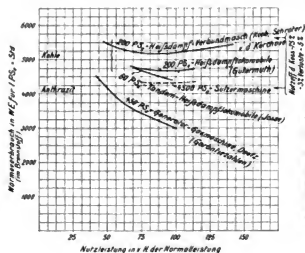


Fig. 80.

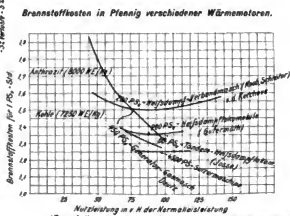


Fig. 81.

Bei Vollbelastung ist der Unterschied in den Brennstoffkosten bei den beiden Lokomobilen und der Generator-Gasmaschine geringfügig, aber schon bei geringer Abnahme der Belastung sind die Lokomobilen der Gasmaschine überlegen.

Man sieht aus dem Schaubild, daß, solange die Preisdifferenz zwischen Anthrazit und Kohle bestehen bleibt, die Heißdampflokobile mit den Gasmaschinen in bezug auf die Brennstoffkosten und erst recht in bezug auf die anderen die Wirtschaftlichkeit bedingenden Verhältnisse sehr gut konkurrieren können.

Mit den in neuester Zeit aufgekommeneu Braunkohlengeneratoren dürften sich allerdings die Verhältnisse wieder etwas zugunsten der Gasmachine ändern.

Aus den vorstehenden Untersuchungen mit der Heißdampflokobile mit zweifacher Überhitzung kann gefolgert werden, daß die thermische Ausnutzung in der Dampfkraftanlage durch die kräftige, ohne Nebenverluste bewirkte Heizung des Niederdruckzylinders durch hochgespannten Frischdampf und durch die zweite Überhitzung sehr günstig beeinflusst wird. Dieser günstige thermische Einfluss erweist sich deshalb auch als ein hervorragend wirtschaftlicher, weil die zweite Überhitzung durch ausgenutzte Abgase, also kostenlos bewirkt wird.

Der Aufbau einer solchen Lokobile, der eine so weit gehende Ausnutzung der Wärme und die Vermeidung von Verlusten konstruktiv mit Leichtigkeit gestattet, ergibt daher eine wirtschaftlich ungewöhnlich günstige Dampfkraftanlage, die in ihren Ergebnissen an die bei unseren größten Maschinen erzielten Werte heranreicht.

Wenn sich die Lehren, die sich aus diesen Versuchen ergeben, auch auf den stationären Dampfmaschinenbau nicht ohne weiteres und niemals vollständig übertragen lassen, so liegen doch bei der stationären Dampfmaschine die Verhältnisse in bezug auf die Wirkung der Überhitzung vor dem Niederdruckzylinder günstiger wie bei den Lokobilen, denn die Niederdruckzylinder der großen stationären Dampfmaschinen werden nicht durch hochgespannten Heizdampf so kräftig geheizt wie die im Dampfraum liegenden Niederdruckzylinder der Lokobilen. Infolgedessen ist die Kondensation im Niederdruckzylinder der stationären Maschine sehr groß und das im letzteren arbeitende Dampfgewicht wesentlich geringer wie im Hochdruckzylinder. Die Überhitzung vor dem Niederdruckzylinder der stationären Maschine würde daher noch eine relativ günstigere Wirkung erzielen.

Ein wirtschaftliches Ergebnis würde dieselbe aber nur haben, wenn sie durch Abgase, d. h. durch Abwärme bewirkt werden könnte. Die Schwierigkeiten, die sich bei der stationären Maschine einer solchen Abwärmeheizung entgegenstellen, sind unverkennbar, immerhin besteht die Möglichkeit, durch planmäßiges Zusammenhalten der Wärme mehr als bisher zu erreichen.

V. Versuche mit der mechanischen Kesselfeuerung Bauart Axer und einem Stufenrohrdoppelkessel.

Seit Jahren ist man bestrebt, die unzuverlässige Beschickung der Kesselfeuerungen von Hand durch mechanische Apparate zu ersetzen, einestheils um eine kontinuierliche Brennstoffzufuhr unter Luftabschlufs zu erzielen und damit die Verbrennung vollkommener zu gestalten, andertheils um gleichzeitig Rauchlosigkeit zu erreichen.

Namentlich die immer lebhafter werdende Forderung nach rauchloser Verbrennung ist wohl die Ursache dafür, dafs man in den letzten Jahren erhebliche Fortschritte im Bau mechanischer Feuerungen gemacht hat.

Da vollkommene Verbrennung und Rauchlosigkeit Hand in Hand gehen, so ist naturgemäß durch die für letztere getroffenen Einrichtungen auch die Verbrennung verbessert und die Wärmeausnutzung in den Dampfkesseln wesentlich erhöht worden.

Ein Hauptübelstand der mechanischen Feuerungen war bislang die geringe Zuverlässigkeit im praktischen Betrieb.

Ich möchte im nachfolgenden über Versuche mit einer von mir seit zwei Jahren erprobten selbsttätigen Feuerung berichten, die der zu allererst aufzustellenden Forderung der Betriebssicherheit vollauf genügt.

Seit nahezu zwei Jahren sind im Kesselhaus der Technischen Hochschule Charlottenburg an zwei Heizungszwecken dienenden Doppelkesseln mechanische Feuerungen, Bauart Axer, im Betrieb, die durchaus zufriedenstellende Ergebnisse aufweisen.

Die mechanische Rostbeschickung nach Axer eignet sich vornehmlich zur Innenfeuerung, also für Flammrohrkessel, ohne die Verwendung bei Wasserröhrenkesseln auszuschliessen.

Die Axerfeuerung ist eine Wurfteuerung, bei der die durch eine Quetschwalze zerkleinerten Kohlenstückchen mittels einer Wurfschaufel gleichmäfsig auf dem Rost verteilt werden. Die Bauart der Feuerung ist in den Fig. 82 und 83 dargestellt. Sie besteht im wesentlichen aus einem Einschütttrichter, durch den die Kohlen der Quetschwalze zufallen. Die durch letztere zerkleinerten Kohlenstückchen fallen auf einen nach dem Rost zu offenen Trog, von dem sie die Wurfschaufel mehr oder weniger weit auf den Rost schleudert. Die Wurfschaufel besteht aus einem rechtwinkligen Blech, das um eine horizontale Achse schwingt und durch Zugfeder mittels Hebel, Fig. 82, vorgeschmetzt wird. Das Zurückholen der Wurfschaufel und das damit verbundene Spannen der Zugfeder erfolgt durch eine horizontale,

parallel zur Quetschwalze gelagerte Welle, die mittels Schneckenrad und auf vertikaler Welle sitzender Schnecke angetrieben wird. An dem Kopfende trägt die horizontale Welle einen Dammen, auf dem ein auf der Wurfchaufelachse sitzender Spannhaken gleitet. Um die Wurfweite der Kohlenstückchen zu verändern und damit den Rost gleichmäßig zu bestreuen, wird die Anfangsbeschleunigung der Schaufel dadurch variiert, daß die Spiralfeder durch eine exzentrische Scheibe, die innen auf dem rückwärtigen Ende der Quetschwalze sitzt und die

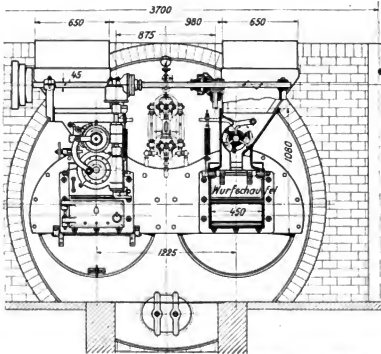


Fig. 82.

Mechanische Rostvorrichtung Bauart Axer.

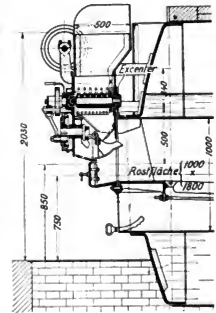


Fig. 83.

einen einarmigen Hebel allmählich hebt und senkt, verschieden stark gespannt wird. Es wird hierdurch tatsächlich ein sehr gleichmäßiges Bewerfen der Rostfläche erzielt, wie aus Fig. 84 ersichtlich, die die Verteilung der Kohlen auf dem im Flammrohr liegenden Rost bei dem außer Betrieb befindlichen Kessel erkennen läßt.

Der mechanische Antrieb der Quetschwalze erfolgt mittels Schaltwerks von der durch Schnecke angetriebenen horizontalen Zwischenwelle aus, die die Bewegung der Kohlenchaufel einleitet. Der Vorschub der Quetschwalze kann von 1 bis zu 5 Zähnen pro Schaltung eingestellt werden, so daß hierdurch schon die der Wurfchaufel zugeführte Kohlenmenge in weiten Grenzen reguliert werden kann.

Wurf- und Quetschraum sind durch einen um die vertikale Achse drehbaren und durch einen einfachen Handgriff lösbaren Deckel äußerst bequem zugänglich. Fig. 85 läßt bei geöffnetem Deckel die Quetschwalze mit den Kohlenstückchen und die Wurfchaufel mit Spannhaken sowie die Daumenwelle erkennen und zeigt den einfachen vierkantigen, konischen Mitnehmer der Quetschwalze.



Fig. 54. Verteilung der Kohlen auf dem Rost.

Welle mittels konischer Räder, die durch einen Handgriff bequem außer Eingriff gebracht werden können, falls der Mechanismus der einen oder der anderen Feuerung nachgesehen werden soll.

Außer der einfachen kräftigen Bauart und der leichten Zugänglichkeit des Mechanismus der Axerfeuerung ist ein weiterer Vorzug derselben darin zu erblicken, daß jederzeit auch von Hand durch die unter der Wurfchaufel befindliche niedrige Feuertür gefeuert werden kann. Selbst im normalen Betrieb der Feuerung ist es zweckmäßig, durch diese Feuertür die Kohlen auf dem Rost von Zeit zu Zeit, etwa alle 30 Minuten, durchzurühren und zu verteilen, da trotz der an sich gleichmäßigen Verteilung der Kohle durch die Wurfchaufel ein ganz gleichförmiges Abbrennen nicht erzielt werden kann.

Die Regulierung der Feuerung erfolgt durch Veränderung der zugeführten Kohlenmenge, indem einerseits der Vorschub des Schaltwerks der Quetschwalze von einem bis auf fünf Zähne geschaltet werden kann, anderseits durch Stufenscheiben die Umdrehungszahl der horizontalen Antriebswelle veränderlich ist.

Die Kohlenförderung und der Kraftbedarf der untersuchten Feuerungen, die an einem

Diese leichte Zugänglichkeit ist ein großer Vorteil der Axerfeuerung, da sie bei ev. Störungen durch etwa in der Kohle enthaltene Steine oder Schieferstücke eine sofortige Besichtigung des Mechanismus und Beseitigung der Hindernisse gestattet. Ein Bruch kann hierbei niemals eintreten, da man den Antriebsmotor stets mittels Riemen an den Mechanismus anschließt.

Vor jedem der beiden Flammrohre des Kessels sitzt ein Feuerungsapparat.

Der Antrieb der vertikalen Wellen der beiden Apparate erfolgt durch eine horizontale, quer über dem Kessel liegende

Handgriff bequem außer Eingriff gebracht



Fig. 55. Axer-Feuerung bei geöffnetem Deckel

Doppelkessel von 155 qm Heizfläche und rd. 4000 kg stündlicher Dampfleistung angebracht sind, ergeben sich aus nachfolgender Aufstellung.

Kohlenförderung der Axerfeuerung, Gröfse III.

(Art der verfeuerten Kohle: Nufs I der Zeche Königin Luise, Oberschlesien.)

	Versuch I	II	III	IV
Datum	11. 1. 04.	11. 1. 04.	11. 1. 04.	12. 1. 04.
1. Tourenzahl der horizontalen Antriebswelle n/Min.	200	270	270	200
2. Zahl der Würfe p. Min.	11	15	15	11
3. Zahnvorschub der Quetschwalzen	3—4	3	4	3
4. Kohlenförderung pro Doppelapparat kg/Std.	470—510	700	790	520

Kraftbedarf der Axerfeuerung, Gröfse III.

1. Tourenzahl der Antriebswelle n/Min.	200	200	200
2. Zahnvorschub	3	4	3
3. Volt	224	210	225
4. Ampère } des Elektromotors {	4—7,5	4—7,5	4—9
5. Leistung des Motors in elektrischer Energie	1,2—2,3	1,14—2,1	1,2—2
6. Leistung an der Motorriemscheibe	0,5—0,9	0,5—0,8	0,5—0,8

Die von dem Apparat noch anstandslos aufgenommene maximale Korngröfse der Kohle wurde als die gewöhnlich mit Nufs I bezeichnete Gröfse bestimmt. Diese Stücke haben einen mittleren Durchmesser von ca. 70—80 mm
eine gröfste Länge von ca. 150 „
eine gröfste Breite von ca. 80—90 „

Gröfsere Stücke werden von den Quetschwalzen nicht mehr gefafst und sind daher vorher zu zerschlagen. Kohlenstücke von einem kleineren Durchmesser als 15 mm wurden dagegen von dem vorstehend bezeichneten Apparat (Nr. 3) nicht mehr ganz gleichmäfsig auf dem Rost verteilt.

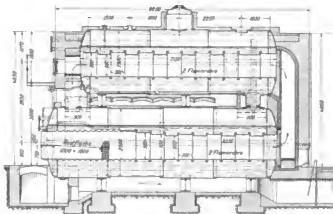


Fig. 56. Doppelkessel von 155 qm Heizfläche.

Staubkohle allein konnte nicht verfeuert werden. Die für den Apparat brauchbare Korngröfse liegt daher zwischen 15—80 mm, dabei ist es aber nicht notwendig, daß die Kohle ausschließlich aus diesen Stücken besteht, dieselbe kann ohne weiteres mit kleineren Stücken, selbst mit Grus gemischt sein, wobei noch gute Verteilung erfolgt.

Die untersuchte Axerfeuerung ist an einem Doppelkessel der Firma H. Paucksch A.G., Landsberg a. W., angebracht, dessen Ober- und

Unterkessel getrennte Dampfäume und je zwei aus Stufenrohren gebildete Flammrohre besitzen, also oben und unten Heizflächen gleicher Bauart hat. Der Kessel ist in Fig. 86 dargestellt.

Diese Kesselkonstruktion wurde gewählt, weil des beschränkten Raumes im Kesselhause wegen die erwünschte große Heizfläche durch Hochbauen des Kessels erzielt werden mußte. Es wurde auf die Verwendung von Rauchrohren im Oberkessel verzichtet, da gereinigtes Speisewasser nicht zur Verfügung steht und Rauchrohre bekanntlich schwer zu reinigen sind.

Die mit dem Dampfkessel unter Benutzung der Axerfeuerung von mir durchgeführten Verdampfungsversuche sind in nachfolgender Zusammenstellung mitgeteilt. Dieselben geben Aufschlüsse sowohl über die mit der mechanischen Feuerung erzielte Güte der Verbrennung als auch über die Leistung der Heizfläche im unteren und im oberen Kessel.

Es wurden im ganzen vier Versuche durchgeführt. Bei den ersten beiden Versuchen wurde oberschlesische Kohle aus der Grube Königin Laise verfeuert, welche aber eine ungewöhnlich starke Schlackenbildung ergab.

Die Versuche wurden daher mit Steinkohlen von der Grube Cleophas vom Reckeschacht bei Kattowitz wiederholt, und zwar wurden bei Versuch 3 und 4 die in den Ober- und in den Unterkessel gespeisten Wassermengen getrennt gemessen. Die bei dem achtstündigen

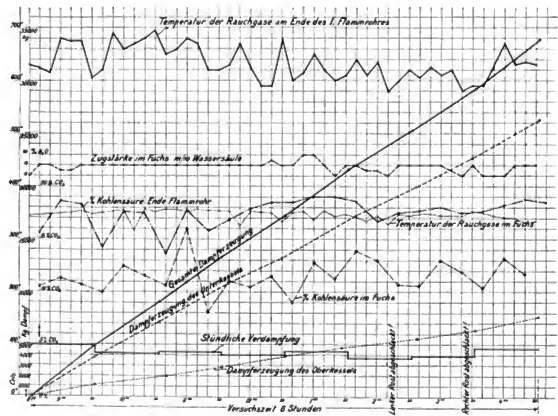


Fig. 57. Verdampfungsversuche mit dem 155 qm Doppelkessel.

Hauptversuch (4) am 5. März 1904 gemachten Ablesungen sind nach den Mittelwerten in ihrem Verlauf in Fig. 87 graphisch dargestellt. Aus diesem Schaubild geht der während des Versuchs vorhandene vorzügliche Beharrungszustand hervor.

Die Versuche sind in mancher Hinsicht lehrreich. In bezug auf die durch die Axerfeuerung erreichte Güte der Verbrennung zeigen sie zunächst, daß am Ende des ersten Flammrohres der sehr hohe mittlere Kohlen säuregehalt von 17,5% vorhanden war, ein Beweis, daß die Verbrennung vorzüglich war. Entsprechend dem hohen Kohlen säuregehalt war der Gehalt an freiem Sauerstoff sehr niedrig (1,51%); trotz des geringen Luftüberschusses ließen sich nur Spuren von CO nachweisen (0,18%).

Die Bedienung der Feuerung durch die Axerapparate war durchaus befriedigend.

Vor dem Rauchschieber betrug der Kohlen säuregehalt im Mittel nur noch 11,5%, und der Gehalt an freiem Sauerstoff stieg auf 7,9%, da infolge der langen Rauchgasführung vom Unter- zum Oberkessel und zurück zum Fuchs reichlich Luft durch das Mauerwerk einströmen konnte.

In bezug auf die Wärmeübertragung lassen die Versuche erkennen, daß das Stufenflamrohr die Heizgase vorzüglich ausnutzt. Die unteren Stufenflamrohre tragen an ihrem vorderen Ende je ein kurzes Wellrohr, in welches der Rost eingebaut ist. Die unteren Flammrohre nutzen die Rauchgase von der Verbrennungstemperatur, die rechnerisch zu etwa 1100° bestimmt wurde, bis auf 632° aus. Dies entspricht einer Wärmeübertragung pro Stunde und Quadratmeter Heizfläche von ca. 25000 WE. Die allerdings etwas kürzeren oberen Stufenflamrohre vermochten infolge des geringen hier zur Verfügung stehenden Temperaturgefälles die Heizgase von 632° auf eine Temperatur, die etwas höher als 346° liegt, herunter zu bringen. Die Temperatur der Heizgase beim Austritt aus den oberen Stufenflamrohren konnte nicht gemessen werden. Es konnte vielmehr nur die Temperatur der Heizgase im Rauchschieber beim Austritt aus dem Kessel zu 346° im Mittel bestimmt werden. Für die oberen Stufenflamrohre lassen sich daher die Wärmeübertragungen nicht genau festlegen. Nimmt man als Ausgangstemperatur der Heizgase aus den oberen Stufenflamrohren die beim Rauchschieber gemessene Temperatur von 346° an, so würden in ihnen pro Quadratmeter Heizfläche und Stunde 8400 WE. übertragen.

Die Leistung der Stufenflamrohre in bezug auf Wärmedurchgang läßt sich beurteilen, wenn man den pro Quadratmeter Heizfläche und Stunde und pro 1° Temperaturunterschied erzielten Wärmedurchgang (Wärmedurchgangskoeffizient) ermittelt. Mit Rücksicht auf die Unsicherheit der Ausgangstemperatur aus den oberen Stufenflamrohren soll der Wärmedurchgangskoeffizient nur für die unteren Stufenflamrohre bestimmt werden. Aus nachfolgender Zusammenstellung (s. S. 108) ergibt sich der Wärmedurchgangskoeffizient für die unteren Stufenflamrohre zu 35 bis 37 WE., und da man im Mittel bei Kesselheizflächen diesen Koeffizienten zu 23 WE. annimmt, so bestätigen die Versuche von neuem den vorzüglichen Wärmedurchgang der Stufenflamrohre.

Aus der in der Tabelle enthaltenen Zusammenstellung der Versuche ergibt sich, daß der Unterkessel eine stündliche Verdampfung pro qm Heizfläche von 40 kg, der Oberkessel dagegen nur von 13 kg erzielt hat. Die Leistung pro qm des letzteren betrug also nur etwa

Tabelle.

Verdampfungsversuche an einem Doppel-Stufenrohrkessel für 6 1/2 Atm. mit Axerfeuerung.

Versuch		I.	II.	III.	IV.	
		Haupt- versuch	Nachver- such (forz.)	Vor- versuch	Haupt- versuch	
Datum und Zeit		20. 9. 04 9 ^h vorm. bis 1 ^h nachm.	23. 2. 04 9 ^h vorm. bis 1 ^h nachm.	4. 3. 04 9 ^h vorm. bis 1 ^h nachm.	5. 3. 04 9 ^h vorm. bis 1 ^h nachm.	
Zeitdauer des Versuchs	Std	8	4	8	8	
Heißeisfläche des Unterkessels	qm	82,56	82,56	82,56	82,56	
	qm	78,00	78,00	73,00	78,00	
Heißeisfläche des Oberkessels	qm	155,0	155,0	155,0	155,0	
Rostrfläche total	qm	3,6	3,6	3,6	3,6	
Brennstoff: Oberschieische Steinkohle, Heizwert	WE	6764	6764	6653	6653	
Kohlenverbrauch in der Versuchszeit	kg	3888,25	2154,0	4065,0	4238,0	
» » » 1 Stunde	B kg	486,0	538,5	510,62	529,75	
» » » auf 1 qm Rostrfläche	kg	135,0	149,5	144,6	147,0	
Asche in der Versuchszeit	kg	99,0	59,0	120,0	117,50	
Schlacke in der Versuchszeit	kg	124,5	51,0	67,0	61,50	
Heizwert der Schlacke	WE	—	—	—	3704,0	
Mittlerer Dampfdruck	kg/qcm	2,75	2,86	2,73	2,78	
Speisewasser während der Versuchszeit	kg	—	—	35136,3	36234,70	
	D ₁ kg	—	—	3140,8	3279,24	
Mittlere Temperatur des Speisewassers	°C	9,56	10,7	9,5	8,35	
Dampfwärme pro kg	WE	639,4	639,0	639,8	641,09	
Unterkessel	Bruttoverdampfungsziffer	D ₁ kg	—	—	6,16	6,19
	Nettoverdampfungsziffer, 0° Wasser, 100° Dampf	B kg	—	—	6,19	6,23
	Anstrengung der Heißeisfläche	D ₁ kg	—	—	38,30	40,0
	» » » bezogen auf Dampf von 6,5 Atm.	H kg	—	—	37,30	39,0
Oberkessel	Speisewasser in der Versuchszeit	kg	—	—	7603,1	7686,5
	» » » 1 Stunde	D ₂ kg	—	—	950,4	960,8
	Mittlere Temperatur des Speisewassers	°C	9,96	10,7	13,2	9,9
	Dampfwärme pro kg	WE	639,4	639,0	636,1	639,5
Anstrengung der Heißeisfläche	D ₂ kg	—	—	13,02	13,16	
	H ₂ kg	—	—	12,62	12,81	
Kombin. Kessel	Gesamtspisewasser in der Versuchszeit	kg	30718,00	17269,9	32759,4	33921,2
	» » » 1 Stunde	D kg	3839,75	4313,22	4091,2	4240,15
	Bruttoverdampfungsziffer	B kg	7,90	8,03	8,02	8,02
	Nettoverdampfungsziffer, 0° Wasser, 100° Dampf	D kg	7,94	8,06	8,04	8,04
Mittl. Anstrengung der Heißeisfläche	D kg	24,75	27,82	26,40	27,35	
	H kg	24,10	27,05	25,70	26,67	
Wärmeausnutzung für die Stunde	Durch verbrannte Kohle zugeführte Wärme	WE	3287300	3642400	3397150	3594426
	» » » abzügl. Schlacke	WE	—	—	—	3494560
	Im Dampf abgeführte Wärme: Unterkessel	WE	—	—	2018000	2102352
	» » » Oberkessel	WE	—	—	605000	614176
	» » » insgesamt	WE	2450950	2766150	2623000	2716528
	In Schlacke	WE	—	—	—	29866
Wirkungsgrad η des Kessels	%	74,5	75,6	77,3	77,1	
» » » (unter Berücksichtigung d. Schlacke) %	%	—	—	—	77,7	
Bemerkungen		Bei I und II Verfeuerung von Oberschieische Steinkohle von Grube „Cloppha“ bei Zahren, mit bedenklicher Schlackenbildung		Bei III und IV Steinkohle von Grube „Cloppha“, Reckenscheidt in Kalmer bei Kattowitz.		

ein Drittel derjenigen des Unterkessels, ohne dafs es im Oberkessel gelang, die Rauchgase ganz bis auf die zur Zugerzeugung nötige untere Grenze von 200 bis 230° auszunutzen.

	Versuch	III	IV
		Datum 4. 3. 04.	5. 3. 04.
Unterkessel			
Wärmemenge pro qm Heizfläche/Std.	WE	24500	25500
t_1 Temperatur der Heizgase am Heizflächenanfang	°C	1100	1100
t_2 Temperatur der Heizgase am Heizflächenende	°C	627	632
t_d Temperatur des gesättigten Dampfes	°C	140	140
Mittlerer Temperaturunterschied zwischen Heizgasen und Dampf	°C	696	700
k Wärmedurchgangskoeffizient	WE	35,2	36,4

Die Versuche lassen erkennen, dafs die verhältnismäfsig geringe Heizfläche des Oberkessels, die noch dazu um 9,56 qm hinter der des Unterkessels zurückbleibt, bei dem im Oberkessel zur Verfügung stehenden niedrigen Temperaturgefälle nicht ausreicht, den Heizgasen genügend Wärme zu entziehen. Der immerhin kostspielige Oberkessel bietet daher nur dann Vorteile, wenn er entsprechend der durch das geringere Temperaturgefälle bedingten wesentlich kleineren spezif. Leistung eine wesentlich gröfsere Gesamtheizfläche wie der Unterkessel aufweist.

Die Versuche bestätigen wiederum, dafs bei Doppelkesseln nur die Anwendung von Rauchrohren im Oberkessel, die eine grofse Heizfläche leicht unterzubringen gestatten, eine vollkommene Ausnutzung der Rauchgase ermöglicht, eine Bauart, die aber bei ungereinigtem Speisewasser praktische Nachteile aufweist.

Immerhin betrug trotz der verhältnismäfsig hohen Abgastemperatur von 346° die mit dem Doppel-Stufenrohrkessel durch die Axerfeuerung erzielte Ausnutzung der Kohle 77%. Wenn man erwägt, dafs dem Kessel kaltes Speisewasser von 8° zugeführt wurde und dafs die Rauchgase infolge der Bauart des Oberkessels mit der verhältnismäfsig hohen Temperatur von 346° in den Fuchs gelangten, so mufs diese insbesondere durch die vorzügliche Befuerung seitens der Axerfeuerung erzielte Ausnutzung der Kohle als günstig bezeichnet werden. Dies läfst auch die mit der Kohle von 6653 WE Heizwert erzielte achtfache Verdampfung erkennen.

Würde anstatt des Flammrohrkessels ein solcher mit Rauchrohren gewählt worden sein, so hätte sich zweifellos eine Ausnutzung bis zu 80% erzielen lassen.

Aus der durch die Versuche festgestellten vorzüglichen Verbrennung ergibt sich von selbst, dafs eine Rauchbildung kaum auftreten konnte. Tatsächlich arbeitete die Axerfeuerung vollkommen rauchfrei und nur bei dem ca. alle halbe Stunde erfolgten Durchrühren der Kohlen trat auf einige Sekunden eine schwache Rauchbildung auf.

Das Ergebnis der Versuche und des jetzt nahezu zweijährigen Betriebes kann man dahin zusammenfassen, dafs die Axerfeuerung alle an eine mechanische Rostbeschickung in bezug auf Ausnutzung des Brennmaterials, Rauchlosigkeit und Betriebssicherheit zu stellenden Anforderungen vollkommen erfüllt und eine wirtschaftliche Verbesserung des Kesselbetriebes ermöglicht. Ausserdem gestattet die mechanische Feuerung eine erhebliche Verringerung des Heizpersonals, wenn die Kohle auch mechanisch in die Einschnitttrichter geworfen wird.

Ähnliche Erfolge weist bei den Wasserrohrkesseln der von Babcock & Wilcox eingeführte Wanderrost auf, der die Ausnutzung der Wasserrohrkessel bis auf 78% gebracht hat. Über Betriebs- und Versuchsergebnisse mit dieser Feuerung werde ich demnächst berichten.

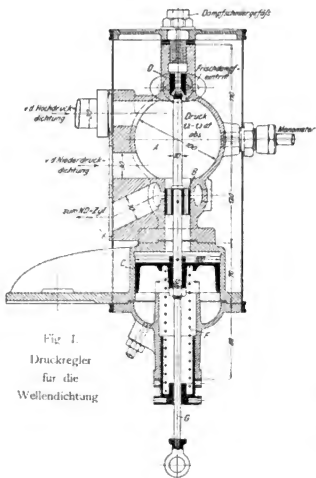


Fig. I.
Druckregler
für die
Wellendichtung

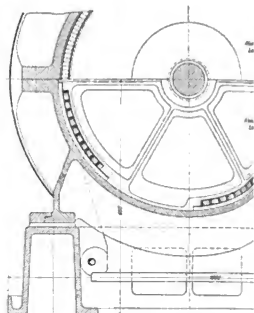


Fig. II. Räder der Niederdruck

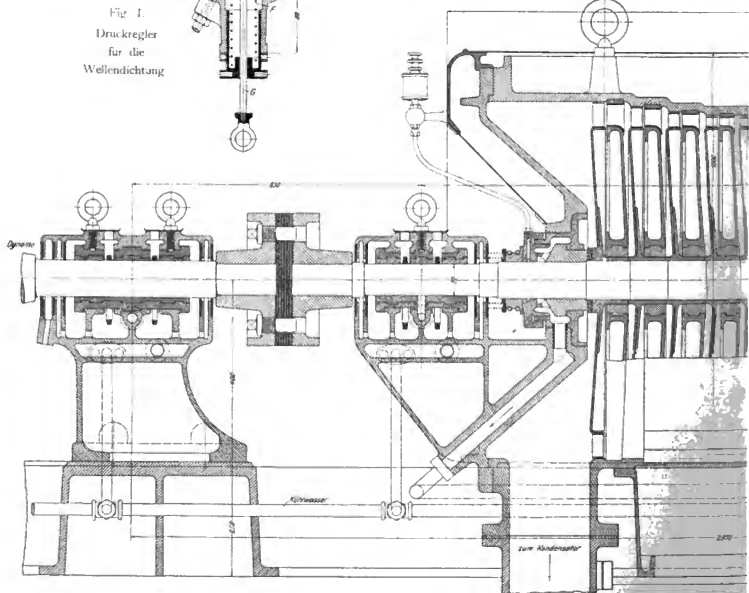
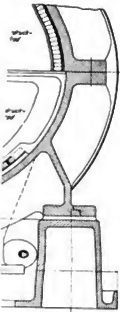


Fig. IV. Gesamtdarstellung



aufe.

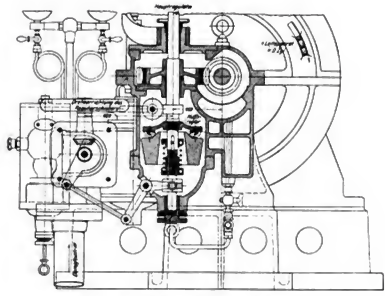
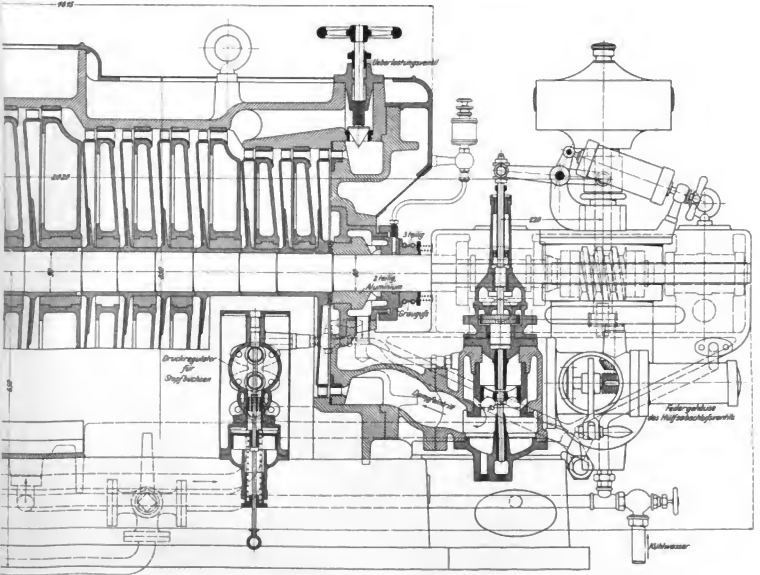


Fig. III. Antrieb des Regulators.



rdnung der Turbine.

nikon-Dampfturbine.

Druck von Klein & Volpert.

